



TUGAS AKHIR - TM141585

**KARAKTERISTIK GETARAN SISTEM 2 DOF DENGAN
PENAMBAHAN *SINGLE DYNAMIC VIBRATION ABSORBER*
(DVA)**

HERRY EFFENDI
NRP. 2112105006

Pembimbing:
Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.
NIP. 19750511 1999 031 001

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2015



TUGAS AKHIR - TM141585

**KARAKTERISTIK GETARAN SISTEM 2 DOF DENGAN
PENAMBAHAN *SINGLE DYNAMIC VIBRATION ABSORBER*
(DVA)**

**HERRY EFFENDI
NRP. 2112105006**

Pembimbing:
Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.
NIP. 19750511 1999 031 001

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2015**



FINAL PROJECT - TM141585

**THE CHARACTERISTICS OF TWO DEGREE OF FREEDOM
VIBRATION SYSTEM WITH SINGLE DYNAMIC VIBRATION
ABSORBER ADDITION**

HERRY EFFENDI
NRP. 2112105006

Academic Supervisor:
Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.
NIP. 197505111999031001

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty Technology Industry
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2015



FINAL PROJECT - TM141585

**THE CHARACTERISTICS OF TWO DEGREE OF FREEDOM
VIBRATION SYSTEM WITH SINGLE DYNAMIC VIBRATION
ABSORBER ADDITION**

**HERRY EFFENDI
NRP. 2112105006**

**Academic Supervisor:
Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.
NIP. 197505111999031001**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty Technology Industry
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2015**



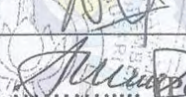

**KARAKTERISTIK GETARAN SISTEM 2 DOF DENGAN
PENAMBAHAN *SINGLE DYNAMIC VIBRATION*
*ABSORBER (DVA)***

TUGAS AKHIR

**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar
Sarjana Teknik pada Bidang Studi Sistem Dinamis dan Vibrasi
Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya**

Oleh :

**HERRY EFFENDI
NRP. 2112 105 006**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :	
1. <u>Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.</u> (NIP. 197505111999031001)	 (Pembimbing)
2. <u>Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.</u> (NIP. 197004121997032003)	 (Penguji I)
3. <u>Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.</u> (NIP. 195106051978031002)	 (Penguji II)
4. <u>Aida Annisa Amin Daman, ST., MT.</u> (NIP. 2100201405002)	 (Penguji III)

**SURABAYA
JANUARI 2015**

Karakteristik Getaran Sistem 2 *Degree of Freedom* (DOF) Dengan Penambahan *Single Dynamic Vibration Absorber* (DVA)

Nama Mahasiswa : Herry Effendi
NRP : 2112105006
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Eng. Harus L. Guntur, ST., M.Eng.

Abstrak

Pada umumnya semua benda yang bergerak akan menghasilkan getaran. Seperti getaran yang terjadi pada kendaraan, permesinan industri, struktur bangunan, dan alat-alat elektronik. Apabila getaran yang terjadi itu secara berlebihan tentunya akan berdampak tidak baik pada sebuah sistem, sehingga diperlukanlah cara untuk mengurangi getaran tersebut. Dynamic Vibration Absorber (DVA) merupakan suatu metode yang cukup populer dilakukan untuk mereduksi getaran. Banyak kasus yang memanfaatkan DVA untuk melakukan pengurangan getaran pada arah gerak translasi saja. Untuk kasus yang lebih kompleks, bisa saja sebuah sistem mengalami getaran pada arah gerak rotasi. Secara prinsip DVA merupakan sebuah massa tambahan yang dilekatkan pada sebuah sistem utama yang sedang bergetar, melalui sebuah pegas-peredam.

Dalam penelitian Tugas Akhir ini telah dibuat sebuah mekanisme dengan penambahan single Dynamic Vibration Absorber (DVA). Pada penelitian ini digunakan motor listrik sebagai sumber putaran dan diletakkan pada sebuah beam yang bertujuan untuk menghasilkan getaran. Sudut massa unbalance merupakan sumber gaya eksitasi, sehingga menyebabkan terjadinya arah getaran pada beam yang arahnya translasi dan rotasi. Pada saat beam bergetar, Dynamic Vibration Absorber (DVA) yang dipasang terpusat pada titik berat sistem utama

secara otomatis akan mereduksi arah getaran yang terjadi pada beam tersebut. Studi eksperimen ini dilakukan dengan memvariasikan sudut massa unbalance dan frekuensi kecepatan motor.

Dari penelitian ini disimpulkan bahwa perubahan sudut massa disk berpengaruh terhadap getaran arah translasi dan rotasi. Penambahan DVA yang terpusat pada titik berat sistem utama dapat mereduksi getaran arah translasi, nilai reduksi optimum sebesar $1,11785 \text{ m/s}^2$ pada frekuensi 15 Hz dengan sudut massa disk 180° .

Kata Kunci: *Dynamic Vibration Absorber (DVA), Sudut Massa Unbalance, Frekuensi motor, Getaran Arah Translasi dan Rotasi.*

THE CHARACTERISTICS OF TWO DEGREE OF FREEDOM VIBRATION SYSTEM WITH SINGLE DYNAMIC VIBRATION ABSORBER ADDITION

Name : Herry Effendi
NRP : 2112105006
Major : Mechanical Engineering FTI – ITS
Supervisor : Dr. Eng. Harus L. Guntur, ST., M.Eng.

Abstract

It is common that all moving thing will produce vibration. Like a vibration of a vehicle, industrial machinery, building structure and electronic devices. If those vibrations occur excessively, it will not results well in a system and thus a mean to reduce the vibration is required. Dynamic vibration absorber is a quite popular method performed to reduce vibration. There are lot of cases utilize DVA to reduce vibration only in translational direction motion. For more complex case, a vibration in rotational direction may occur. Principally, DVA is an additional mass attached to a main vibrating system by means of spring damper.

In final project, a mechanism with addition of single dynamic vibration absorber has been made. In this research, an electrical motor is used as a source of rotation and put in a beam to produces vibration. The degree of unbalance mass is the source of excitation force that produces vibration of the beam in translational and rotational direction. When the beam vibrates, the centrally attached DVA in the center of gravity of the system will automatically reduces vibration direction that occurred in the beam. This experimental study is done by varying degree of unbalance mass and electrical motor speed frequency.

From this research, it is concluded that changes in disc mass corner affect the translational and rotational vibration direction. Addition of DVA in the center of gravity of the system is able to reduce translational direction of vibration, optimal score of reduction is 1,11785 m/s² in frequency of 15 Hz with mass disc degree of 180°.

Keyword: *Dynamic Vibration Absorber (DVA), Degree of unbalance mass, Motor's Frequency, Translational and Rotational Direction of Vibration.*

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK	v
ABSTRACT.....	vii
KATA PENGANTAR.....	ix
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR GAMBAR.....	xiii
DAFTAR TABEL.....	xv
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan masalah.....	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	2
1.4 Batasan Masalah.....	2
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI.....	5
2.1 Penelitian Terdahulu.....	5
2.1.1 Fitri dan Susatio.....	5
2.1.2 Krenk.....	6
2.1.3 Yoshida.....	9
2.2 Dasar Teori Mekanika Getaran.....	11
2.2.1 Pengertian Getaran.....	11
2.2.2 Derajat Kebebasan (<i>Degree of Freedom</i>).....	12
2.2.3 Pegas Sederhana.....	15
2.2.4 Gerak Harmonik.....	17
2.2.5 Getaran Bebas.....	19
2.2.6 Getaran Paksa.....	20
2.2.7 Konstanta Redaman.....	21
2.3 <i>Dynamic Vibration Absorber (DVA)</i>	24
2.3.1 <i>Undamped Dynamic Vibration Absorber</i>	25
2.3.1.1 <i>Damped Dynamic Vibration Absorber</i>	28
2.4 <i>Daya</i>	30

BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	31
3.1 Tahapan Penelitian.....	31
3.1.1 Diagram Alir Penelitian.....	31
3.1.2 Penjelasan Diagram Alir Penelitian.....	32
3.2 Rancangan Pemodelan Sederhana.....	33
3.2.1 Rancangan Mekanisme secara Teoritis.....	34
3.2.1.1 Variasi Frekuensi pada <i>Prototype</i> DVA.....	34
3.2.1.2 Variasi Sudut <i>Massa Disk</i> pada <i>Prototype</i> DVA.....	35
3.2.1.3 Menentukan Panjang <i>Beam</i>	35
3.2.1.4 Menentukan <i>Massa Unbalance</i>	36
3.2.1.5 Menentukan <i>Massa</i> DVA.....	37
3.2.1.6 Penyederhanaan Model Fisik <i>Prototype</i>	37
3.3 Pengujian.....	40
3.3.1 Peralatan Pengujian.....	40
3.3.2 Penentuan Posisi Pengukuran.....	42
3.3.3 Diagram Alir Pengujian.....	43
3.3.4 Penjelasan Diagram Alir Pengujian.....	44
3.3.5 Lembar Data Pengujian.....	50
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN.....	53
4.1 <i>Prototype Dynamic Vibration Absorber</i> (DVA).....	53
4.2 Analisa Eksperimen.....	54
4.2.1 Pengolahan Data.....	54
4.2.2 Pengaruh Sudut <i>Massa Disk</i> Terhadap Voltase yang Dihasilkan Tanpa DVA.....	55
4.2.2.1 Variasi Sudut <i>Massa Disk</i> pada Frekuensi 15 Hz.....	55
4.2.2.2 Variasi Sudut <i>Massa Disk</i> pada Frekuensi 25 Hz.....	56
4.2.2.3 Variasi Sudut <i>Massa Disk</i> pada Frekuensi 35 Hz.....	57
4.2.3 Pengaruh Sudut <i>Massa Disk</i> Terhadap Voltase yang Dihasilkan Dengan DVA.....	58

4.2.3.1 Variasi Sudut Massa <i>Disk</i> pada Frekuensi 15 Hz.....	58
4.2.3.2 Variasi Sudut Massa <i>Disk</i> pada Frekuensi 25 Hz.....	59
4.2.3.3 Variasi Sudut Massa <i>Disk</i> pada Frekuensi 35 Hz.....	60
4.3 Analisa Respon Getaran Akselerasi.....	61
4.3.1 Kondisi tanpa DVA.....	65
4.3.2 Kondisi dengan DVA.....	65
4.3.3 Perbandingan kondisi dengan DVA dan tanpa DVA.....	67
4.3.3.1 Arah Translasi.....	67
4.3.3.2 Arah Rotasi.....	69
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	71
5.1 Kesimpulan.....	71
5.2 Saran.....	71
DAFTAR PUSTAKA.....	73
LAMPIRAN	

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1	Pengambilan Data.....	50
Tabel 4.1	Hasil nilai vrms untuk kondisi tanpa DVA.....	56
Tabel 4.2	Hasil nilai vrms untuk kondisi dengan DVA.....	59
Tabel 4.3	Hasil nilai akselerasi dari getaran arah translasi untuk kondisi tanpa DVA.....	60
Tabel 4.4	Hasil nilai akselerasi dari getaran arah rotasi untuk kondisi tanpa DVA.....	62
Tabel 4.5	Hasil nilai akselerasi dari getaran arah translasi untuk kondisi dengan DVA.....	63
Tabel 4.6	Hasil nilai akselerasi dari getaran arah rotasi untuk kondisi dengan DVA.....	64
Tabel 4.7	Hasil perbandingan nilai akselerasi untuk getaran arah translasi pada Kondisi tanpa DVA dan dengan DVA.....	65
Tabel 4.8	Hasil perbandingan nilai akselerasi untuk getaran arah rotasi pada Kondisi tanpa DVA dan dengan DVA.....	67

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Model Matematis Mesin Rotasi Dengan Tambahkan DVA.....	5
Gambar 2.2	Jembatan Pejalan Kaki Dengan Panjang Bagian Tengah yang Bisa Diubah.....	6
Gambar 2.3.	Perpindahan Resonance dan Non Resonance Pada Vibration Absorber.....	7
Gambar 2.4	Pemodelan dari Mass Absorber Pada Struktur Fleksibel.....	8
Gambar 2.5	Grafik Hasil Penelitian yang Diperoleh oleh Krenk.....	8
Gambar 2.6	Model HADVA (a) Model Sederhana (b) Model untuk Menahan Gaya Vertikal dan Horizontal.....	9
Gambar 2.7	Model dari SADV (a) Model Sederhana (b) Model untuk Menahan Gaya Vertikal dan Horizontal.....	10
Gambar 2.8	Grafik respon getaran setelah diberikan <i>absorber</i> penelitian Kazuo.....	10
Gambar 2.9	Grafik transmissibility pada penelitian Kazuo (a) Vertikal (b) Horizontal.....	11
Gambar 2.10	Mekanisme pegas dengan beban pada ujungnya.....	12
Gambar 2.11	Sistem dengan 1 DOF (<i>Single Degree of Freedom</i>).....	13
Gambar 2.12	Sistem multi DOF dengan dua derajat kebebasan.....	14
Gambar 2.13	Sistem multi DOF dengan tiga derajat kebebasan.....	15
Gambar 2.14	Mekanisme Pegas Sederhana.....	16
Gambar 2.15	Proyeksi Gerak Harmonik Pada Lingkaran.....	18
Gambar 2.16	Getaran Bebas Dengan 1 DOF.....	19
Gambar 2.17	Forced Vibration.....	20

Gambar 2.18	Komponen gaya pada getaran paksa.....	21
Gambar 2.19	Sistem dengan satu derajat kebebasan berperedam.....	22
Gambar 2.20	Hasil eksperimen dari respon sistem teredam.....	22
Gambar 2.21	Mekanisme DVA pada motor.....	25
Gambar 2.22	<i>Undamped Dynamic Vibration Absorber</i>	26
Gambar 2.23	<i>Effect of undamped vibration absorber on the response of machine</i>	27
Gambar 2.24	<i>Damped Dynamic Vibration Absorber</i>	28
Gambar 2.25	<i>Effect of damped vibration absorber on the response of the machine</i>	30
Gambar 3.1	Diagram Alir Tugas Akhir.....	31
Gambar 3.2	Skema Permodelan Alat Pengujian.....	33
Gambar 3.3	Kekakuan Pegas Pengganti dari <i>Beam</i>	35
Gambar 3.4	Timbangan Digital.....	36
Gambar 3.5	Skema Matematis <i>Prototype</i> DVA.....	37
Gambar 3.6	Model Mekanisme <i>Prototype</i> DVA.....	40
Gambar 3.7	<i>Digital Storage Oscilloscope</i>	41
Gambar 3.8	<i>Accelerometer</i>	41
Gambar 3.9	<i>Power Supply</i>	42
Gambar 3.10	Rangkaian Pemasangan <i>Accelerometer</i> Untuk Mengukur Getaran Arah Translasi dan Arah Rotasi.....	42
Gambar 3.11	Diagram Alir Pengujian.....	43
Gambar 4.1	<i>Prototype</i> DVA.....	51
Gambar 4.2	Contoh grafik pada <i>oscilloscope</i> dengan variasi ketinggian Frekuensi 15 Hz.....	52
Gambar 4.3	Grafik Voltase bangkitan pada saat frekuensi <i>inverter</i> 15 Hz dengan variasi sudut massa <i>disk</i> 0°, 90°, dan 180° (a) Channel 1 (b) Channel 2 untuk kondisi tanpa DVA.....	53

Gambar 4.4	Grafik Voltase bangkitan pada saat frekuensi <i>inverter</i> 25 Hz dengan variasi sudut massa <i>disk</i> 0°, 90°, dan 180° (a) Channel 1 (b) Channel 2 untuk kondisi tanpa DVA.....	54
Gambar 4.5	Grafik Voltase bangkitan pada saat frekuensi <i>inverter</i> 35 Hz dengan variasi sudut massa <i>disk</i> 0°, 90°, dan 180° (a) Channel 1 (b) Channel 2 untuk kondisi tanpa DVA.....	55
Gambar 4.6	Grafik Voltase bangkitan pada saat frekuensi <i>inverter</i> 15 Hz dengan variasi sudut massa <i>disk</i> 0°, 90°, dan 180° (a) Channel 1 (b) Channel 2 untuk kondisi dengan DVA.....	56
Gambar 4.7	Grafik Voltase bangkitan pada saat frekuensi <i>inverter</i> 25 Hz dengan variasi sudut massa <i>disk</i> 0°, 90°, dan 180° (a) Channel 1 (b) Channel 2 untuk kondisi dengan DVA.....	57
Gambar 4.8	Grafik Voltase bangkitan pada saat frekuensi <i>inverter</i> 35 Hz dengan variasi sudut massa <i>disk</i> 0°, 90°, dan 180° (a) Channel 1 (b) Channel 2 untuk kondisi dengan DVA.....	58
Gambar 4.9	Grafik Respon getaran akselerasi arah translasi yang dihasilkan secara eksperimen pada variasi sudut <i>massa disk</i> untuk kondisi tanpa DVA.....	60
Gambar 4.10	Grafik Respon getaran akselerasi arah rotasi yang dihasilkan secara eksperimen pada variasi sudut <i>massa disk</i> untuk kondisi tanpa DVA.....	62
Gambar 4.11	Grafik Respon getaran akselerasi arah translasi yang dihasilkan secara eksperimen pada variasi sudut <i>massa disk</i> untuk kondisi dengan DVA.....	63
Gambar 4.12	Grafik Respon getaran akselerasi arah rotasi yang dihasilkan secara eksperimen	

	pada variasi sudut <i>massa disk</i> untuk kondisi dengan DVA.....	65
Gambar 4.13	Grafik perbandingan akselerasi arah translasi untuk kondisi dengan DVA dan tanpa DVA pada Frekuensi (a) 15 Hz (b) 25 Hz dan (c) 35 Hz	66
Gambar 4.14	Grafik perbandingan akselerasi arah rotasi untuk kondisi dengan DVA dan tanpa DVA pada Frekuensi (a) 15 Hz (b) 25 Hz dan (c) 35 Hz	68

KATA PENGANTAR

Segala Puji dan Syukur penulis panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa, karena atas berkat dan rahmat-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada semua pihak yang telah memberikan bantuan dan dukungan kepada penulis dalam menyelesaikan penyusunan tugas akhir ini, terutama kepada:

1. Teristimewa kepada Orang Tua penulis Usman Effendi dan Sesiliana Muslim yang selalu mendoakan, memberikan motivasi, dan pengorbanannya baik dari segi moril maupun materil kepada penulis sehingga dapat menyelesaikan studinya di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
2. Bapak Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng. selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis. Terima kasih atas kesabarannya selama membimbing penulis.
3. Bapak Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D., Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT., dan Ibu Aida Annisa Amin Daman, ST., MT. Selaku dosen penguji proposal tugas akhir dan tugas akhir penulis, terima kasih atas saran-saran yang telah diberikan.
4. Seluruh Dosen dan Karyawan jurusan Teknik Mesin ITS.
5. Kakakku Melinda Effendi dan Lilie Effendi yang telah memberikan semangat dan dukungannya yang luar biasa.
6. Keluarga besar penulis yang senantiasa memberikan doa, dan dukungannya kepada penulis sehingga penulis bisa menyelesaikan tugas akhir ini.

7. Teman-teman seperjuangan dari UGM, terutama Agung yang telah banyak membantu dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
8. Bram, Eva, Dika, Doni, Imam, dan Irvan Marpaung, yang secara team telah membantu dalam pembuatan alat pengujian tugas akhir ini.
9. Unggul dan Warda yang telah memberikan semangat dan motivasinya dalam membantu menyelesaikan tugas akhir ini.
10. Miftah, Irma, Yuly, Wiar, Baim, Fauzi, dan Dewa sahabat terbaik yang selalu memberikan semangat dan dukungan tanpa henti.
11. Rekan - rekan lintas jalur Teknik Mesin ITS angkatan tahun 2012, yang senantiasa memberikan semangat dan bantuan ketika penulis membutuhkan, terima kasih atas bantuannya dan mari kita jaga persahabatan dan persaudaraan yang telah berjalan.
12. Chardian, Wegig, Budi dan seluruh teman-teman lab. Vibrasi dan Sistim Dinamis terima kasih atas bantuan dan dukungannya.
13. Seluruh civitas akademik Teknik Mesin ITS.
14. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Februari 2015

Penulis

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pada umumnya semua benda yang bergerak akan menghasilkan getaran. Seperti getaran yang terjadi pada kendaraan, permesinan industri, struktur bangunan, dan alat-alat elektronik. Apabila getaran yang terjadi itu secara berlebihan tentunya akan berdampak tidak baik pada sebuah sistem, sehingga diperlukanlah cara untuk mengurangi getaran tersebut. *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) merupakan suatu metode yang cukup populer dilakukan untuk mereduksi getaran. DVA sebelumnya banyak digunakan pada bangunan tingkat tinggi yang berguna untuk mengurangi dampak negatif dari getaran yang disebabkan oleh gempa bumi pada bangunan tersebut, yang terdapat dalam penelitian terdahulu Yoshida. DVA juga dapat diaplikasikan pada banyak kasus getaran, sehingga tidak hanya terfokus untuk bangunan bertingkat saja.

Banyak kasus yang memanfaatkan DVA untuk melakukan pengurangan getaran pada arah gerak translasi saja. Untuk kasus yang lebih kompleks, bisa saja sebuah sistem mengalami getaran pada arah gerak rotasional. Secara prinsip DVA merupakan sebuah massa tambahan yang dilekatkan pada sebuah sistem utama yang sedang bergetar, melalui sebuah pegas-peredam. Dengan adanya DVA pada sebuah sistem yang bergetar maka sebagian energi getar yang terjadi tersebut akan disalurkan kepada DVA ini. DVA akan bergetar dengan arah yang berlawanan dengan arah getar dari sistem utama untuk meminimalkan/mengurangi getaran yang ada pada sistem utama.

Dalam penelitian Tugas Akhir ini akan dibuat sebuah mekanisme dengan *Dynamic Vibration Absorber* (DVA), kemudian diuji karakteristiknya. Pada penelitian ini digunakan motor listrik AC sebagai penyebab getaran yang terjadi pada

sebuah *beam*, dengan penambahan *single* DVA yang berfungsi untuk mereduksi getaran yang terjadi. Penelitian ini dilakukan dengan memvariasikan nilai parameter alat uji yaitu sudut massa disk (Θ), dan frekuensi kecepatan motor (Hz) sehingga didapatkan respon getaran akselerasi terbaik. Dari pengujian ini kita dapat mengetahui bagaimana pengaruh penambahan *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) pada sistem 2 DOF dapat mereduksi getaran.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang terdapat dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana pengaruh dari perubahan sudut *massa unbalance* terhadap respon getaran pada sistem utama *prototype* DVA?
2. Bagaimana pengaruh penambahan DVA terhadap respon getaran sistem utama?
3. Bagaimana nilai reduksi optimum dengan penambahan DVA?

1.3 Tujuan penelitian

Adapun tujuan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Untuk mengetahui pengaruh dari perubahan sudut *massa unbalance* terhadap respon getaran pada sistem utama *prototype* DVA.
2. Untuk mengetahui pengaruh penambahan DVA terhadap respon getaran sistem utama.
3. Untuk mengetahui nilai reduksi optimum dengan penambahan DVA.

1.4 Batasan Masalah

Agar permasalahan tidak terlalu meluas maka perlu diberikan batasan masalah, diantaranya :

1. Getaran yang dianalisa hanya getaran yang berasal dari motor listrik AC.

2. Getaran yang terjadi pada *beam* hanya pada arah vertikal.
3. Pengoperasian motor dalam keadaan normal.
4. *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) diletakkan terpusat pada titik berat sistem utama.
5. Gaya eksitasi yang terjadi hanya disebabkan oleh *massa unbalance* yang terpasang pada *disk*.

1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat dari penulisan Tugas Akhir ini adalah :

1. Dapat mengetahui karakteristik getaran sistem 2 DOF
2. Dapat meminimalkan getaran yang terjadi pada *beam* sehingga dapat diaplikasikan pada mesin yang lain.

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan laporan dibagi dalam beberapa bab sebagai berikut ;

1. Bab I Pendahuluan
Bab ini berisi tentang latar belakang dari penelitian ini, perumusan masalah, tujuan tugas akhir, batasan masalah dari penelitian, manfaat penelitian dan sistematika penulisan penelitian.
2. Bab II Dasar Teori dan Kajian Pustaka
Dasar Teori dan Kajian Pustaka berisi semua hal yang menunjang dalam melakukan analisa hasil penelitian.
3. Bab III Metodologi Penelitian
Bab ini menerangkan tentang pengambilan data yang dilakukan pada tugas akhir ini.
4. Bab IV Analisa Data dan Perhitungan
Bab ini berisi tentang hasil pengolahan dari data-data yang didapat, kemudian dianalisa lebih lanjut.
5. Bab V Penutup
Bab penutup ini terdiri dari kesimpulan hasil pengolahan dari data-data dan saran yang perlu diberikan.

Halaman ini sengaja dikosongkan

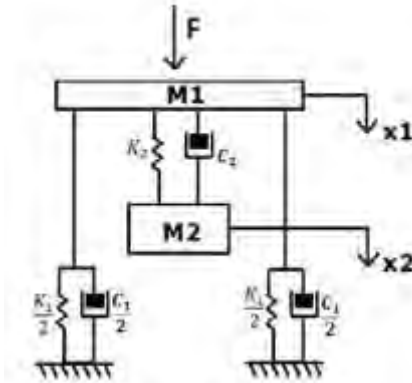
BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Penelitian Terdahulu

2.1.1 Fitri dan Susatio

Penelitian ini terkait dengan *Dynamic Vibration Absorber* pernah dilakukan oleh **Fitri, dan Susatio (2013)**. Dalam penelitian yang berjudul *Simulasi Peredaman Getaran Mesin Rotasi Menggunakan Dynamic Vibration Absorber (DVA)* **Fitri, dan Susatio** dalam tugas akhir mereka penggunaan DVA dipasang dengan posisi tergantung dibawah sistem utama kemudian dibuat pemodelan matematisnya seperti Gambar 2.1.



Untuk m_1

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 - c_2) \dot{x}_1 + c_2 \dot{x}_2 + (k_1 - k_2)x_1 + k_2 x_2 = F$$

Untuk m_2

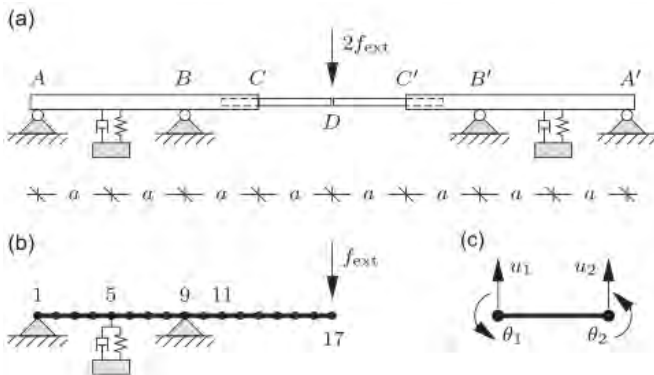
$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_1 - k_2 x_2 = 0$$

Gambar 2.1 Model matematis mesin rotasi dengan DVA [2]

Proses simulasi sistem ini yaitu dengan memvariasikan nilai pegas, damper dan massa pada DVA. Sementara nilai pegas dan damper pada sistem utama sudah ditentukan berturut-turut yaitu 35000 N/m dan 2700 Ns/m. Dari hasil simulasi didapatkan nilai parameter DVA terbaik yang mampu meredam getaran mesin rotasi ini yaitu pegas 10000 N/m, damper 2000 Ns/m dan massa 783,845 kg. DVA ini mampu meredam getaran sebesar 16,6% untuk max overshoot dan 65,5% untuk min overshoot.

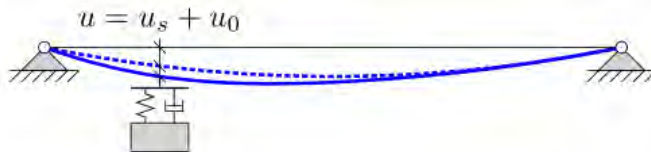
2.1.2 Krenk

Krenk (2013) dalam penelitiannya yang berjudul *tuned mass absorber on a flexible structure* menuliskan tentang efek dari penggunaan *dynamic absorber* pada sebuah struktur yang fleksibel. Dalam penelitian yang dilakukannya ini Krenk melakukan pemodelan pada beberapa struktur fleksibel, salah satunya adalah pemodelan jembatan pejalan kaki dengan beberapa tumpuan.

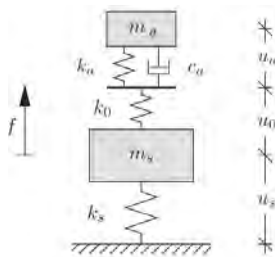


Gambar 2.2 Jembatan pejalan kaki dengan panjang bagian tengah yang bisa diubah [3]

Meskipun model dasar dari dynamic absorber adalah diperuntukkan bagi sistem dengan masa terpusat, tetapi hal ini juga dapat digunakan pada sistem struktur beam. Sebuah beam yang bergetar akan mengalami perpindahan sebesar u (gambar 2.2) yang umumnya disebabkan oleh mode getaran yang di pilih. Dalam kenyataannya apabila struktur beam cukup fleksibel maka absorber juga akan mengalami perpindahan yang disebabkan oleh frekuensi mode lain yang lebih tinggi sebesar u_s . Dengan demikian perpindahan total yang dialami oleh *absorber* akan menjadi lebih besar lagi.



Gambar 2.3 Perpindahan resonansi dan *non resonance* pada *vibration absorber* [3]



$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_a} + \frac{1}{k_0}$$

$$\frac{1}{k} = \frac{k_a + k_0}{k_a k_0}$$

$$k = \frac{k_a k_0}{k_a + k_0}$$

Untuk m_a

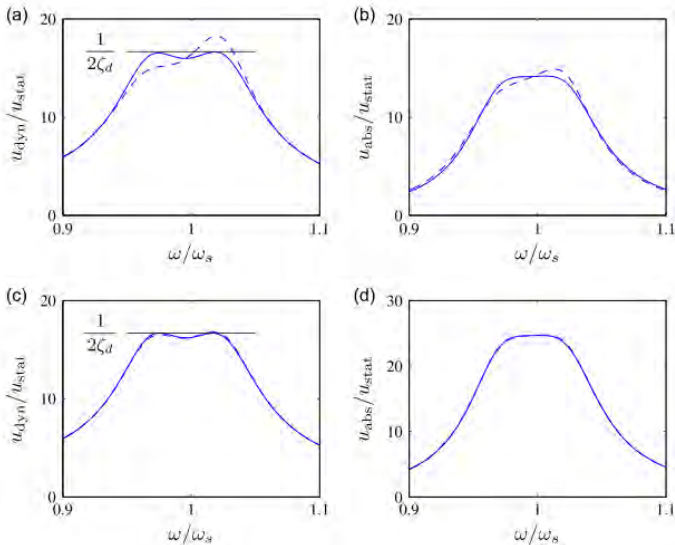
$$m_a \ddot{x}_a - c_a \dot{x}_a - \frac{k_a k_0}{k_a + k_0} x_a - \frac{k_a k_0}{k_a + k_0} x_0 = 0$$

Untuk m_s

$$m_s \ddot{x}_s + k_{eq} x_a + k_{eq} x_0 + k_s x_s = 0$$

Gambar 2.4 Pemodelan dari *mass absorber* pada struktur fleksibel [3]

Dari penelitian yang dilakukan krenk memperoleh grafik amplitudo pada ujung- ujung bagian dari beam (gambar 2.4 a, c) dan gerakan relatif peredam (gambar 2.4 b,d) untuk damping rasio = 0,03. Pada gambar 2.4 a dan b peredam diletakan pada node 5, sementara pada gambar 2.4 c dan d peredam diletakan pada node 11.

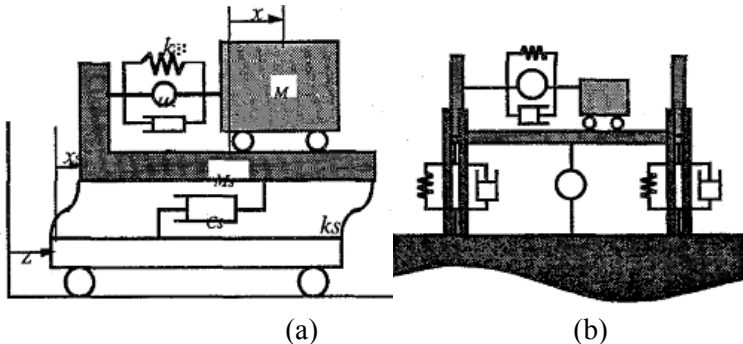


Gambar 2.5 Grafik hasil penelitian yang diperoleh Krenk [3]

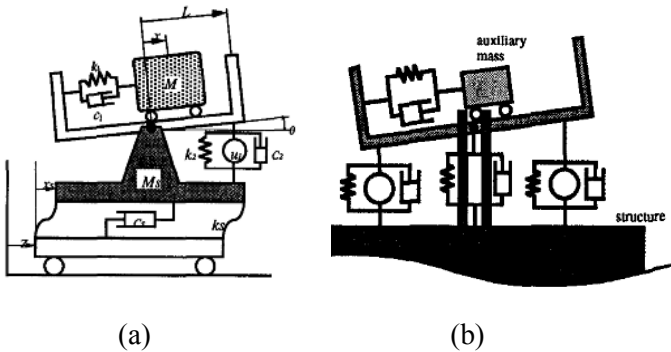
2.1.3 Yoshida

Yoshida (1995) dalam journalnya yang berjudul “*active vibration control for builder subjected to horizontal and vertical large seismic excitation*” menuliskan tentang penggunaan DVA dalam mereduksi getaran arah vertikal dan horizontal pada bangunan bertingkat yang mengalami gempa. Dalam penelitiannya Kazuo menggunakan beberapa model DVA baik aktif maupun pasif. Adapun model tersebut diantaranya adalah: *seesaw type active dynamic vibration absorber* (SADVA) pada Gambar 2.7, *Hybrid active dynamic vibration absorber* (HADVA) pada Gambar 2.6 dan *Tuned mass damper* (TMD) yang merupakan absorber pasif.

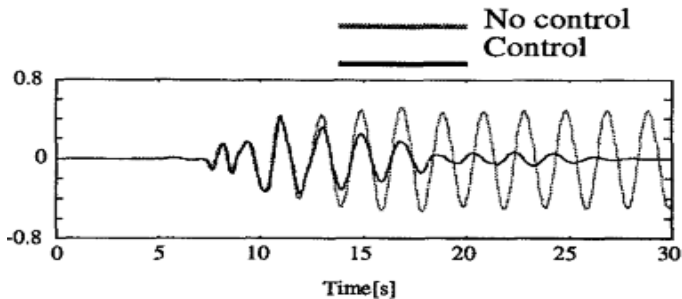
SADVA merupakan DVA aktif yang tersusun dari frame yang dapat menahan gerakan vertikal dan rotasional sehingga dapat digunakan untuk mengontrol response getaran arah vertikal dan horizontal dari struktur.



Gambar 2.6 Model HADVA (a) Model Sederhana (b) Model untuk Menahan Gaya Vertikal & Horizontal [5]



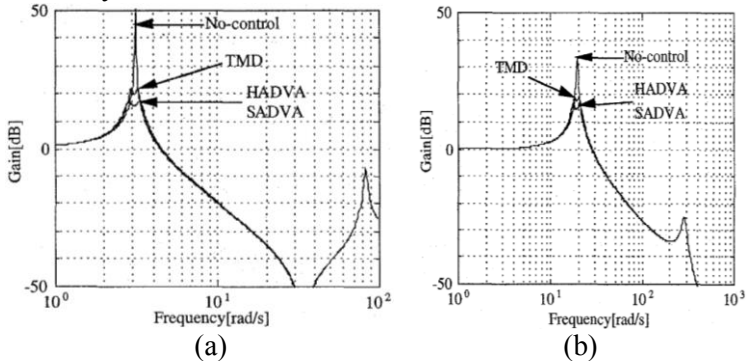
(a) (b)
Gambar 2.7 Model dari SADV (a) Model Sederhana (b) Model untuk Menahan Gaya Vertikal & Horizontal [5]



Gambar 2.8 Grafik respon getaran setelah diberikan *absorber* penelitian Kazuo [5]

Dari grafik respon hasil penelitian yang diperoleh oleh Kazuo memperlihatkan bahwa dengan diberikannya *dynamic absorber* maka besar *response* getaran menjadi lebih kecil (Gambar 2.8). Setiap tipe dari DVA tentunya akan memberikan efek peredaman yang berbeda-beda. Dari Gambar 2.6 dan Gambar 2.7 terlihat bahwa HADVA dan SADVA mampu memberikan efek redaman yang lebih baik daripada TMD. Meskipun tidak sebaik yang lainnya dalam

meredam getaran, namun konstruksi dari TMD tentunya lebih sederhana dan lebih murah bila dibandingkan dengan yang lainnya.



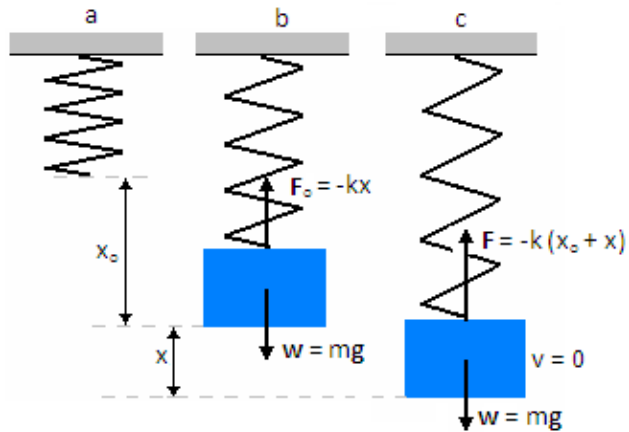
Gambar 2.9 Grafik transmissibility pada penelitian Kazuo
(a) Vertikal (b) Horizontal [5]

2.2 Dasar Teori Mekanika Getaran

2.2.1 Pengertian Getaran

Umumnya getaran dapat didefinisikan sebagai gerakan bolak-balik suatu benda dari posisi awal melalui titik kesetimbangannya. Ilustrasi paling sederhana menjelaskan getaran adalah mekanisme pegas yang diberi massa pada ujungnya seperti pada Gambar 2.10. Setiap komponen mekanikal memiliki berat dan properties yang menyerupai pegas. Ada dua kelompok getaran yang umum yaitu getaran bebas dan getaran paksa. Getaran bebas terjadi jika sistem beresilasi karena bekerjanya gaya yang ada dalam sistem itu sendiri atau tidak ada gaya luar yang bekerja. Sistem yang bergetar bebas akan bergetar pada satu atau lebih frekuensi naturalnya.

Getaran yang terjadi karena rangsangan gaya luar disebut getaran paksa. Jika rangsangan tersebut beresilasi maka sistem dipaksa untuk bergetar pada frekuensi eksitasinya. Jika frekuensi eksitasi sama dengan frekuensi natural maka sistem terjadi resonansi yang sangat membahayakan.

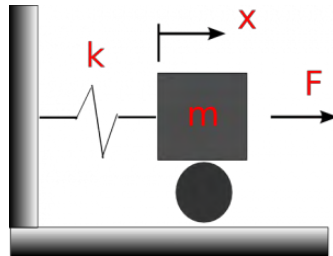


Gambar 2.10 Mekanisme pegas dengan beban pada ujungnya [4]

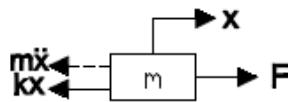
Semua sistem yang bergetar mengalami redaman sampai derajat tertentu karena energi didisipasi oleh gesekan dan tahanan lain. Jika redaman kecil maka pengaruhnya sangat kecil pada frekuensi natural, dan perhitungan frekuensi natural biasanya dilakukan atas dasar tidak ada redaman.

2.2.2 Derajat Kebebasan (*Degree of Freedom*)

Jumlah koordinat bebas yang dibutuhkan untuk menggambarkan gerak suatu sistem disebut derajat kebebasan atau *degree of freedom* (DOF). Secara garis besar derajat kebebasan dapat dibagi dua yaitu, satu derajat kebebasan (*single degree of freedom*) untuk sistem yang gerakannya dapat digambarkan dengan satu koordinat seperti pada Gambar 2.11 dan multi derajat kebebasan (*multi degree of freedom*) untuk sistem yang gerakannya digambarkan oleh lebih dari satu koordinat seperti pada Gambar 2.12 dan Gambar 2.13. Pada perancangan ini akan digunakan sistem dengan multi derajat kebebasan.

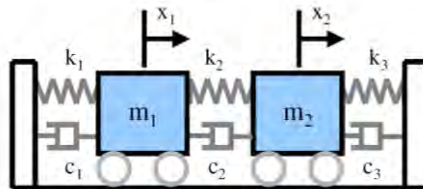


FBD

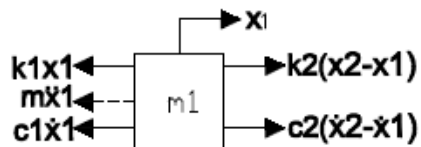


$$\begin{aligned}\Sigma F &= m\ddot{x} \\ F - kx &= m\ddot{x} \\ m\ddot{x} + kx &= F\end{aligned}$$

Gambar 2.11 Sistem dengan 1 DOF (*Single Degree of Freedom*)[4]



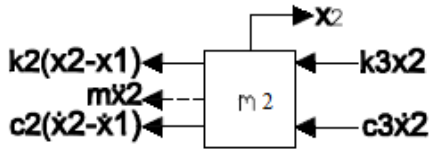
FBD



Untuk m_1

$$m_1\ddot{x}_1 + (c_1 - c_2)\dot{x}_1 + c_2\dot{x}_2 + (k_1 - k_2)x_1 + k_2x_2 = 0$$

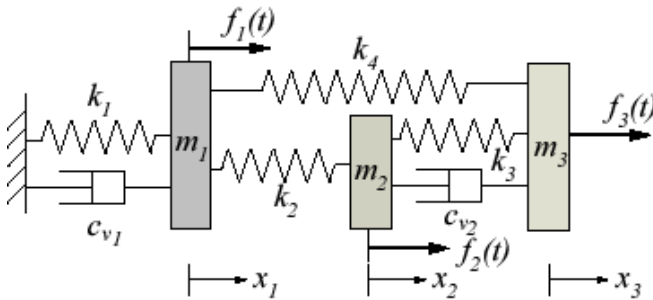
FBD



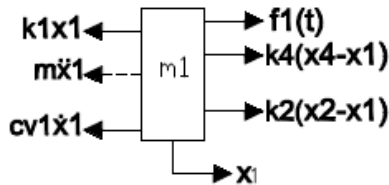
Untuk m_2

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_1 - (c_2 - c_3) \dot{x}_2 + k_2 x_1 - (k_2 - k_3) x_2 = 0$$

Gambar 2.12 Sistem multi DOF dengan dua derajat kebebasan [1]

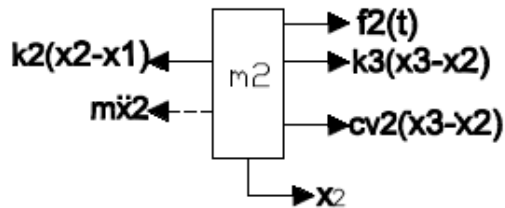


FBD



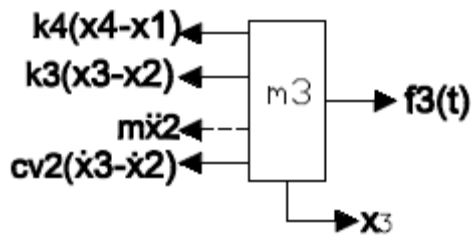
Untuk m_1

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_{v1} \dot{x}_1 + (k_1 - k_2 - k_4) x_1 + (k_2 x_2) + k_4 x_3 = f_1$$

FBD

Untuk m_2

$$m_2 \ddot{x}_2 - c_{v2} \dot{x}_2 + c_{v2} \dot{x}_3 + k_2 x_1 - (k_2 + k_3) x_2 + k_3 x_3 = f_2$$

FBD

Untuk m_3

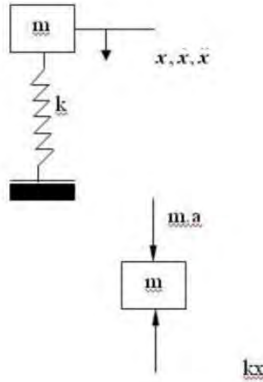
$$m_3 \ddot{x}_3 + c_{v2} \dot{x}_2 - c_{v2} \dot{x}_3 + k_4 x_1 + k_3 x_2 - (k_3 + k_4) x_3 = f_3$$

Gambar 2.13 Sistem multi DOF dengan tiga derajat kebebasan [1]

2.2.3 Pegas Sederhana

Contoh sistem getaran yang paling sederhana dapat dilihat pada Gambar 2.14 akan menjelaskan bagaimana proses dari getaran pada pegas yang bekerja secara vertikal. Sebuah pegas yang menunjang massa dianggap mempunyai massa yang dapat diabaikan dan mempunyai konstanta kelakuan k . Sistem mempunyai satu derajat kebebasan karena gerakannya digambarkan oleh koordinat x saja. Hukum Newton kedua adalah

hukum pertama untuk menganalisis gerak sistem ini. Seperti yang ditunjukkan pada gambar, perubahan bentuk pegas pada posisi kesetimbangan statik adalah Δ dan gaya pegas, $k\Delta$ adalah sama dengan gaya gravitasi w yang bekerja pada massa m .



Gambar 2.14 Mekanisme Pegas Sederhana [1]

Maka akan didapatkan persamaan dari Hukum Newton yaitu :

- $\Sigma F = 0$ 2.1
- $W - k\Delta = 0$ 2.2
- $mg - k\Delta = 0$ 2.3

Dengan memberi simpangan pada pegas sebesar x , maka gaya-gaya yang bekerja pada system pegas tersebut akan mengikuti Hukum II menjadi :

- $\Sigma F = m\ddot{x}$ 2.4
- $W - k(\Delta + x) =$
 $m\ddot{x}$ 2.5
- $W - k\Delta - kx =$
 $m\ddot{x}$ 2.6
- $m\ddot{x} + kx =$
 0 2.7

Dengan mengasumsikan nilai dari x , maka:

$$x = A \sin(\omega t) \dots\dots\dots 2.8$$

$$\dot{x} = A\omega \cos(\omega t) \dots\dots\dots 2.9$$

$$\ddot{x} = -\omega^2 A \sin(\omega t) \dots\dots\dots 2.10$$

Maka persamaan gerak menjadi :

$$-m\omega^2 A \sin(\omega t) + kA \sin(\omega t) = 0 \dots\dots\dots 2.11$$

$$m\omega^2 A \sin(\omega t) = kA \sin(\omega t) \dots\dots\dots 2.12$$

$$m\omega^2 = k \dots\dots\dots 2.13$$

$$\omega^2 = \frac{k}{m} \dots\dots\dots 2.14$$

$$\omega^2 = \sqrt{\frac{k}{m}} \dots\dots\dots 2.15$$

Persamaan 2.7 diatas dapat menjadi :

$$\ddot{x} + \omega^2 x =$$

$$0 \dots\dots\dots 2.16$$

2.2.4 Gerak Harmonik

Gerak harmonik merupakan gerak yang paling sederhana dari gerak periodik. Gerak periodik merupakan gerak gelombang yang berulang-ulang dalam selang waktu yang sama. Waktu yang digunakan untuk melakukan gerak periodik disebut dengan period (τ). Frekuensi merupakan banyaknya getaran yang dilakukan dalam satu detik. Frekuensi dapat dirumuskan

$$f = \frac{1}{\tau} \dots\dots\dots 2.17$$

Gerak harmonik dapat diperagakan melalui gambar dibawah ini. Jika massa yang melekat pada pegas ditarik dari keadaan diamnya dan kemudian dilepaskan, maka massa tersebut akan melakukan gerak bolak-balik melalui garis keadaan diamnya. Dengan menempatkan suatu sumber cahaya pada massa yang berosilasi, maka geraknya dapat direkam pada suatu keeping film peka cahaya yang bergerak pada kecepatan konstan.

Gerakan yang terekam pada film dapat dinyatakan dalam persamaan $x = A \sin\left(2\pi \frac{t}{\tau}\right)$ dengan A adalah amplitudo atau simpangan terbesar diukur pada posisi setimbang dan τ adalah periode. Gerak diulang pada $t = \tau$.

Gerak harmonik sering dinyatakan sebagai proyeksi suatu titik yang bergerak melingkar dengan kecepatan konstan terhadap suatu garis lurus seperti ditunjukkan pada Gambar 2.15. Dengan kecepatan sudut sebesar ω , perpindahan simpangan x dapat dituliskan sebagai berikut :

$$x = A \sin(\omega t) \dots\dots\dots 2.18$$

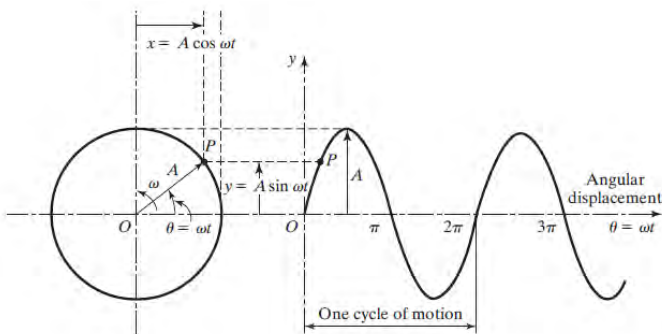
Besaran ω diukur dalam radian per detik dan disebut frekuensi lingkaran. Karena gerakannya berulang sebesar 2π radian, maka didapat persamaan :

$$\omega = \frac{2\pi}{f} = 2\pi\tau \dots\dots\dots 2.19$$

Kecepatan dan percepatan gerak harmonik dapat diperoleh secara mudah dengan menurunkan persamaan diatas sehingga didapat persamaan :

$$\dot{x} = A\omega \cos(\omega t) = A\omega \sin\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right) \dots\dots\dots 2.20$$

$$\ddot{x} = -A\omega^2 \sin(\omega t) = A\omega^2 \sin(\omega t + \pi) \dots\dots\dots 2.21$$

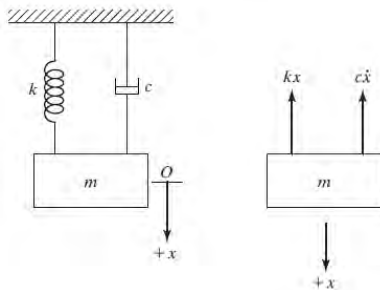


Gambar 2.15 Proyeksi Gerak Harmonik Pada Lingkaran [4]

Hubungan dari percepatan, kecepatan, dan simpangan dapat dijelaskan pada gambar dibawah ini. Jika simpangan bernilai maksimum ataupun minimum, maka kecepatan akan bernilai nol. Jika simpangan bernilai nol, maka nilai kecepatan akan maksimum ataupun minimum. Jika simpangan bernilai maksimum, maka nilai percepatannya minimum dan sebaliknya jika nilai simpangan bernilai minimum, maka percepatannya bernilai maksimum.

2.2.5 Getaran Bebas

Getaran bebas adalah kemampuan suatu benda untuk melakukan getaran tanpa diberikan gaya luar yang merupakan fungsi waktu. Persamaan dari getaran bebas ini didapat dari Gambar 2.16.



Gambar 2.16 Getaran Bebas Dengan 1 *DOF* [4]

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \dots\dots\dots 2.22$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \dots\dots\dots 2.23$$

Misalkan $x = e^{st}$, maka $\dot{x} = se^{st}$ dan $\ddot{x} = s^2e^{st}$

Persamaan diatas akan menjadi :

$$(ms^2 + cs + k)e^{st} = 0 \dots\dots\dots 2.24$$

Agar persamaan tersebut dapat diselesaikan, maka

$$ms^2 + cs + k = 0 \dots\dots\dots 2.25$$

$$s^2 + \frac{c}{m}s + \frac{k}{m} = 0 \dots\dots\dots 2.26$$

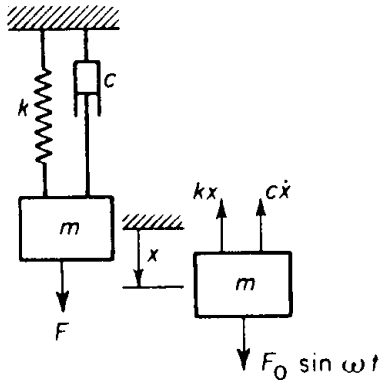
$$s_{1,2} = \frac{-\frac{c}{m} \pm \sqrt{\frac{c^2}{m^2} - 4\frac{k}{m}}}{2} \dots\dots\dots 2.27$$

$$x = Ae^{s_1 t} + Be^{s_2 t} \dots\dots\dots 2.28$$

Dimana A dan B adalah konstanta.

2.2.6 Getaran Paksa

Bila suatu system dipengaruhi oleh eksitasi harmonic, maka respon getarannya akan berlangsung pada frekuensi yang sama dengan frekuensi eksitasi. Sumber-sumber eksitasi harmonik bisa berasal dari ketidakseimbangan mesin-mesin yang berputar, gaya-gaya pada mesin torak atau gerak mesin itu sendiri. Mula-mula akan diperhatikan sistem dengan satu derajat kebebasan yang mengalami redaman dan dirangsang oleh gaya harmonic : $F_0 \sin \omega t$ seperti pada Gambar 2.17.



Gambar 2.17 Forced vibration [4]

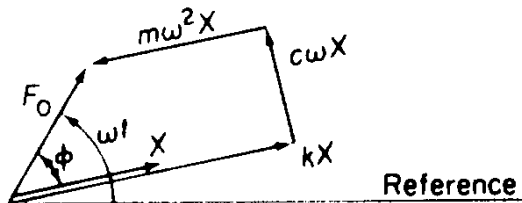
Dari diagram benda bebasnya, persamaan gerak adalah :

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \sin \omega t \dots\dots\dots 2.29$$

Solusi persamaan ini terdiri dari dua bagian, yaitu solusi homogeny dan solusi partikular. Solusi homogen adalah solusi persamaan getaran bebas pada kondisi *transient*. Sedangkan solusi partikular adalah solusi untuk keadaan *steady state*, dimana solusi particular dapat diasumsikan :

$$x = A \sin(\omega t - \phi) \dots\dots\dots 2.30$$

Dengan A adalah amplitude dan ϕ adalah beda fase antara simpangan dan gaya eksitasi. Dalam gerak harmonik, fase kecepatan dan percepatan masing-masing mendahului fasa simpangan dengan 90° dan 180° , maka suku-suku persamaan (2.30) dapat dilihat pada Gambar 2.18. Dari diagram itu dapat dilihat bahwa :



Gambar 2.18 Komponen gaya pada getaran paksa [4]

$$A = \frac{F_0}{\sqrt{(k-m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \dots\dots\dots 2.31$$

$$\phi = \tan^{-1} \frac{c\omega}{k-m\omega^2} \dots\dots\dots 2.32$$

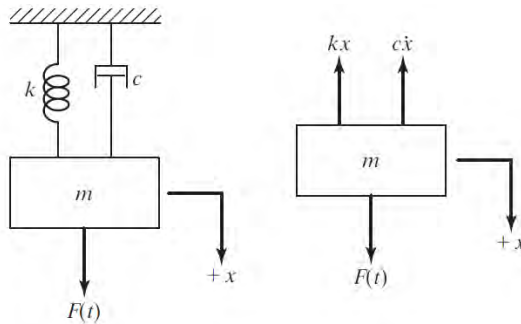
2.2.7 Konstanta Redaman

Pada sistem satu derajat kebebasan terdapat tiga parameter yaitu massa (m), konstanta redaman (c), dan konstanta pegas (k). Dari ketiga parameter tersebut konstanta redaman adalah yang tersulit dalam perhitungannya. Massa dapat diperoleh dengan menimbang, konstanta pegas didapat dengan cara menarik

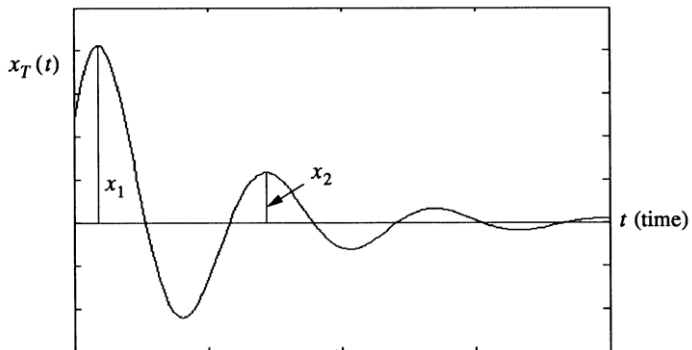
pegas dengan gaya tertentu. Nilai konstanta redaman dapat dicari dengan dua cara :

a. Persamaan *Logaritmik Decreament*

Dengan mengetahui besarnya *logaritmik decreament* pada sistem, seperti Gambar 2.19, maka besarnya konstanta redaman pada sistem juga dapat diketahui.



Gambar 2.19 Sistem dengan satu derajat kebebasan berperedam [4]



Gambar 2.20 Hasil eksperimen dari respon sistem teredam [4]

Pada Gambar 2.20 dengan mengasumsikan kurva adalah representasi dari persamaan

$$x(t) = C e^{-\zeta \omega_n t} \cos(\omega_d t - \phi) \dots\dots\dots 2.33$$

Dengan t sebagai waktu pada saat puncak pertama dan kedua, menunjukkan perpindahan puncak yang dimaksud sebagai x_1 dan x_2 , dan membentuk rasio:

$$\frac{x_1}{x_2} = \frac{x_1(t)}{x_2(t)} = \frac{C e^{-\zeta \omega_n t_1} \cos(\omega_d t_1 - \phi)}{C e^{-\zeta \omega_n t_2} \cos(\omega_d t_2 - \phi)} = \frac{e^{-\zeta \omega_n t_1} \cos(\omega_d t_1 - \phi)}{e^{-\zeta \omega_n t_2} \cos(\omega_d t_2 - \phi)}$$

Dimana $T = \frac{2\pi}{\omega_d}$ adalah periode dari osilasi teredam lalu

karena :

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \dots\dots\dots 2.34$$

Maka akan diperoleh :

$$\begin{aligned} \frac{x_1}{x_2} &= \frac{x_1(t)}{x_2(t)} = \frac{e^{-\zeta \omega_n t_1} \cos(\omega_d t_1 - \phi)}{e^{-\zeta \omega_n (t_1 + T)} \cos(\omega_d (t_1 + T) - \phi)} \\ &= \frac{e^{\zeta \omega_n t_1} \cos(\omega_d t_1 - \phi)}{\cos(\omega_d t_1 - \phi + 2\pi)} = e^{\zeta \omega_n T} \end{aligned}$$

$$\frac{x_1}{x_2} = \frac{e^{2\pi\zeta}}{\sqrt{1-\zeta^2}}$$

Jika kedua ruas di logaritma naturalkan :

$$\delta = \ln \frac{x_1}{x_2} = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \dots\dots\dots 2.35$$

δ dikenal dengan *logarithmic decrement*. Persamaan diatas dapat juga dituliskan dalam bentuk

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}}$$

Dari grafik simpangan vs waktu (Gambar 2.20) akan diperoleh harga x_1 dan x_2 , kemudian nilai tersebut dimasukkan pada persamaan *logarithmic decrement*, dimana :

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4(\pi)^2 + \delta^2}}$$

Dimana : $\zeta = \text{damping ratio}$

$$\delta = \text{logarithmic decrement} = \ln \frac{x_1}{x_2}$$

Dari nilai *damping ratio* dapat dicari besarnya konstanta redaman dari system dimana

$$\zeta = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2\sqrt{km}} \dots\dots\dots 2.36$$

dengan k adalah konstanta pegas (N/m) dan m adalah massa benda (kg)

b. Perasamaan Gerak

Pada penelitian ini redaman system dapat dicari dengan menggunakan persamaan gerak berikut ini :

$$\zeta = c \cdot \dot{\theta}$$

Dengan :

$$\dot{\theta} = \frac{v}{r}$$

Maka persamaan menjadi :

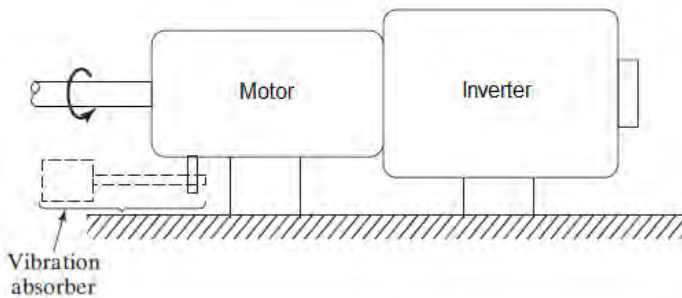
$$m \cdot g \cdot r = c \cdot \frac{v}{r}$$

$$c = \frac{m \cdot g \cdot r^2}{v} \dots\dots\dots 2.37$$

2.3 Dynamic Vibration Absorber (DVA)

Dynamic Vibration Absorber merupakan alat mekanisme yang digunakan untuk mengurangi atau menghilangkan getaran yang tidak diinginkan. DVA ini terdiri dari massa dan kekakuan lain yang melekat pada massa utama yang perlu dilindungi dari getaran. Dengan demikian massa utama dan massa absorber yang terpasang merupakan sistem dua derajat kebebasan, maka getaran absorber akan memiliki dua frekuensi alami. Penyerap getaran pada umumnya digunakan dalam mesin yang beroperasi pada kecepatan konstan, karena getaran absorber diatur kesatu frekuensi tertentu dan berlaku efektif hanya melalui frekuensi pita sempit. Aplikasi umum dari getaran absorber termasuk alat dengan gerak maju mundur, seperti sanders, gergaji, dan compactor yang berjalan pada kecepatan konstan (untuk konsumsi bahan bakar minimum). Dalam sistem ini, penyerap getaran membantu menyeimbangkan kekuatan gerak maju mundur (reciprocating). Tanpa getaran absorber, gaya dari gerak

maju mundur (reciprocating force) tidak seimbang dan bisa membuat perangkat tidak mungkin untuk terus dihambat atau dikontrol. Peredam getaran juga digunakan pada baris transmisi tegangan tinggi. Pada kasus ini, peredam getaran dinamis, dalam bentuk perangkat berbentuk beban (Gambar 2.21), digantung pada motor untuk mengurangi dampak getaran yang diterima oleh motor.



Gambar 2.21 Mekanisme DVA pada motor [1]

2.3.1 Undamped Dynamic Vibration Absorber

Ketika kita hubungkan massa m_2 ke sebuah mesin dengan massa m_1 dengan pegas yang kekakuannya k_2 , hasil dari sistem 2 DOF terlihat pada Gambar 2.22. Persamaan gerak antara m_1 dan m_2 dapat dilihat pada persamaan berikut:

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \dots \dots \dots 2.38$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) = 0 \dots \dots \dots 2.39$$

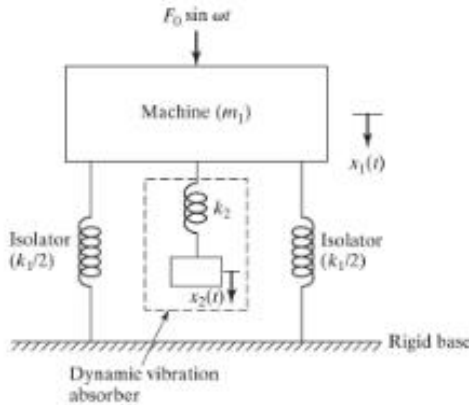
Dengan asumsi penyelesaian harmonik,

$$x_j(t) = X_j \sin \omega t, \quad j = 1, 2$$

Didapatkan *steady state* amplitude dari m_1 dan m_2 ,

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2\omega^2)F_0}{(k_1 + k_2 - m_1\omega^2)(k_2 - m_2\omega^2) - k_2^2} \dots\dots\dots 2.40$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1\omega^2)(k_2 - m_2\omega^2) - k_2^2} \dots\dots\dots 2.41$$



Gambar 2.22 *Undamped Dynamic Vibration Absorber* [4]

Untuk membuat amplitude $m_1=0$ maka persamaannya 2.41 harus sama dengan nol

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} \dots\dots\dots 2.42$$

Jika mesin sebelum ditambahkan DVA resonansinya $\omega^2 \approx \omega_1^2 = k_1/m_1$. Sehingga persamaannya menjadi,

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} = \frac{k_1}{m_1} \dots\dots\dots 2.43$$

Amplitudo dari mesin pada saat dioperasikan merupakan frekuensi resonance yang sebenarnya, akan menjadi 0 dengan mendapatkan,

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1}, \quad \omega_1 = \left(\frac{k_1}{m_1}\right)^{1/2}$$

Dengan natural frekuensi dari mesin atau sistem utama, dan

$$\omega_2 = \left(\frac{k_2}{m_2}\right)^{1/2} \dots\dots\dots 2.44$$

Natural frekuensi dari absorber, persamaan 2.41 dan 2.42 dapat dituliskan,

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \dots\dots\dots 2.45$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \dots\dots\dots 2.46$$

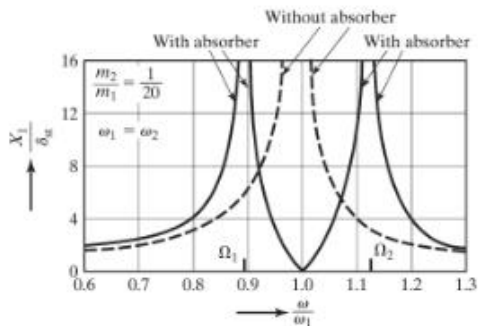
Gambar 2.23 menunjukkan variasi dari amplitudo mesin (X_1/δ_{st}) dengan kecepatan mesin (ω/ω_1). Ketika $X_1=0$ pada $\omega=\omega_1$. Pada frekuensi ini persamaan 2.47 menjadi,

$$X_2 = -\frac{k_1}{k_2} \delta_{st} = -\frac{F_0}{k_2} \dots\dots\dots 2.47$$

Ukuran dari DVA didapatkan dari persamaan 2.48 dan 2.44 :

$$k_2 X_2 = m_2 \omega^2 X_2 = -F_0 \dots\dots\dots 2.48$$

Sehingga nilai dari k_2 dan m_2 tergantung pada nilai X_2 :



Gambar 2.23 Effect of undamped vibration absorber on the response of machine [4]

2.3.1.1 Damped Dynamic Vibration Absorber

Amplitudo mesin dapat dikurangi dengan menambahkan damped vibration absorber seperti pada Gambar 2.24. Persamaan gerak dari kedua massa tersebut adalah :

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2(x_1 - x_2) + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_0 \sin \omega t \dots\dots\dots 2.49$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \dots\dots 2.50$$

Asumsinya,

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}, \quad j = 1, 2$$

Penyelesaian dari persamaan 2.50 dan 2.51 didapatkan,

$$X_1 = \frac{F_0(k_2 - m_2\omega^2 + ic_2\omega)}{[(k_1 - m_1\omega^2)(k_2 - m_2\omega^2) - m_2k_2\omega^2] + i\omega c_2(k_1 - m_1\omega^2 - m_2\omega^2)}$$

$$X_2 = \frac{X_1(k_2 + i\omega c_2)}{(k_2 - m_2\omega^2 + i\omega c_2)} \dots\dots\dots 2.51$$

Dimana :

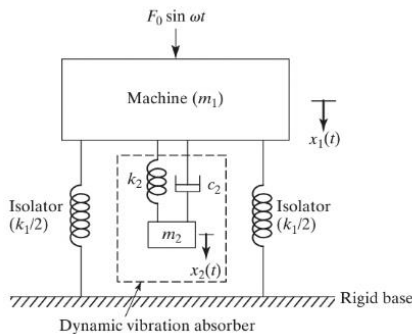
$\mu = m_2/m_1 =$ Mass ratio = Absorber mass / main mass

$\delta_{st} = F_0/k_1 =$ Static deflection of the system

$\omega_a^2 = k_2/m_2 =$ Square of natural frequency of the absorber

$\omega_n^2 = k_1/m_1 =$ Square of natural frequency of main mass

$f = \omega_a/\omega_n =$ Ratio of natural frequencies



Gambar 2.24 Damped dynamic vibration absorber [4]

$$\begin{aligned}
 g &= \omega/\omega_n && = \text{Forced frequency ratio} \\
 c_c &= 2m_2\omega_n && = \text{Critical damping constant} \\
 \zeta &= c_2/c_c && = \text{Damping ratio}
 \end{aligned}$$

Nilai X_1 dan X_2 adalah,

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \dots\dots 2.52$$

Dan

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \dots\dots 2.53$$

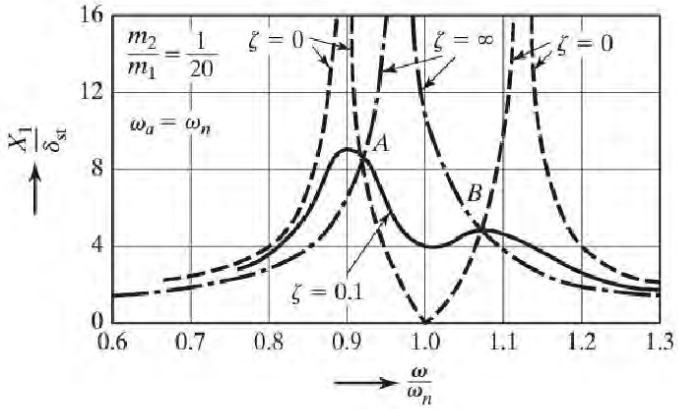
Persamaan 2.52 menunjukkan nilai amplitude getaran dari massa utama adalah fungsi dari μ , f , g , dan ζ ,

$$\left| \frac{X_1}{\delta_{st}} \right|$$

Forced frekuensi ratio $g = \omega/\omega_n$ ditunjukkan pada Gambar 2.25 dengan $f = 1$ dan $\mu = 1/20$ dengan sedikit perbedaan nilai ζ .

Jika damping sama dengan 0 ($c_2 = \zeta = 0$) resonansi pada dua undamped resonance frekuensi ke sistem, hasilnya dapat dilihat pada Gambar 2.23. Jika dampingnya menjadi tidak terhingga ($\zeta = \infty$) m_1 dan m_2 bekerja bersamaan, dan sistem menjadi 1 DOF dengan massa $(m_1 + m_2) = (21/20)m$ dan kekakuannya k_1 . Dalam kasus ini resonansi dengan $X_1 \rightarrow \infty$ pada,

$$g = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{1}{\sqrt{1 + \mu}} = 0.975 \dots\dots\dots 2.54$$



Gambar 2.25 Effect of damped vibration absorber on the response of the machine [4]

2.4 Daya

Daya merupakan kerja yang dilakukan suatu mekanisme persatuan waktu. Sedangkan daya yang dimaksud pada mekanisme permanen energi ini adalah besarnya energy yang dapat dibangkitkan. Daya dapat dirumuskan sebagai berikut,

$$P = V \times I \dots\dots\dots 2.55$$

Dimana :

- P = Daya
- V = Voltase
- I = Arus

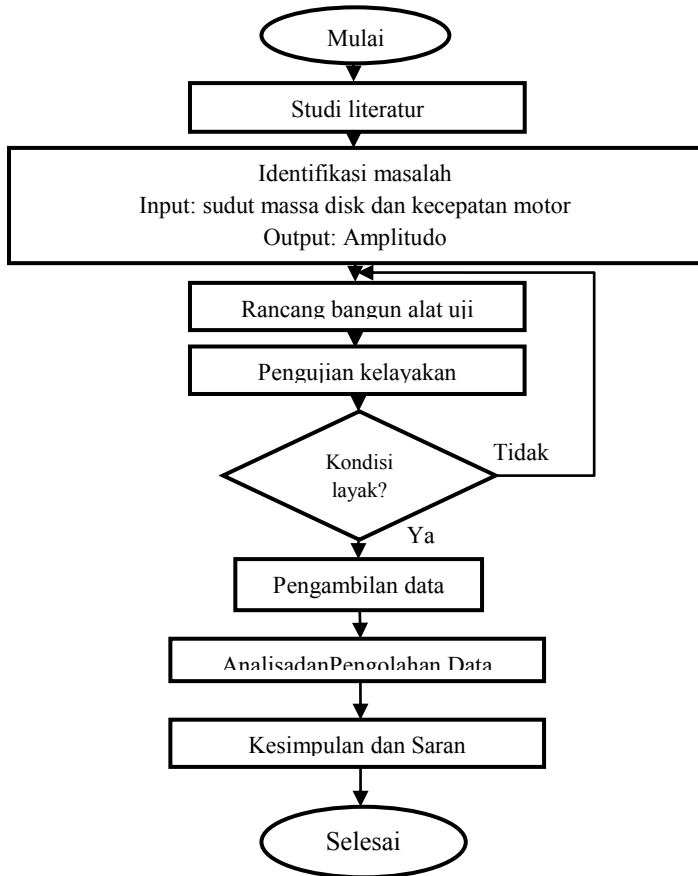
BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Tahapan Penelitian

3.1.1 Diagram Alir Penelitian

Berikut ini adalah diagram alir yang menjelaskan langkah-langkah secara umum



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.1.2 Penjelasan Diagram Alir Penelitian

1. Studi Literatur

Tahap ini merupakan tahap dimana penulis mencari informasi tentang topik tugas akhir dari segala bentuk literatur dan buku referensi yang ada kaitannya dengan konsep *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) untuk dijadikan dasar teori dan landasan berpikir dalam penelitian ini.

2. Identifikasi Masalah

Tahap ini merupakan tahap dimana penulis mengidentifikasi masalah yang berupa input dan output. Dimana input yang diberikan berupa variasi pada alat pengujian yaitu sudut massa *disk* (Θ), dan kecepatan motor (n), dengan output berupa grafik *displacement* (A) *versus* *time* (t).

3. Rancang bangun Mekanisme Dynamic Vibration Absorber (DVA)

Dalam tahapan perencanaan mekanisme ini berfungsi untuk membuat desain sebuah sistem dengan penambahan *Single Dynamic Vibration Absorber* (DVA) yang diletakkan terpusat pada titik berat sistem utama tersebut dengan motor listrik sebagai sumber getarannya. Mekanisme dari desain alat ini terdiri motor listrik yang diikatkan pada sebuah beam dan dihubungkan dengan belt untuk mensinkronkan putaran yang terjadi.

4. Pengujian Kelayakan

Pengujian kelayakan yang dimaksudkan adalah pada saat dilakukan pengujian, *beam* yang menjadi tumpuan sistem utama dapat bergetar dengan baik. Getaran yang terjadi disebabkan oleh kecepatan motor, sehingga dapat memberikan gaya eksitasi pada *beam* dan membuatnya bergetar. Jika pada saat pengujian, getaran yang terjadi pada *beam* hanya kecil maka perlu dilakukan pengaturan ulang jarak sistem utama dari ujung *beam* dan apabila

beam tidak mengalami getaran sama sekali maka harus dilakukan perencanaan ulang.

5. Pengambilan Data

Pada tahap ini akan dilakukan pengambilan data dari *Prototype DVA*. Data yang diambil dari variasi sudut massa disk dengan frekuensi inverter 15 Hz, 25 Hz, dan 35 Hz.

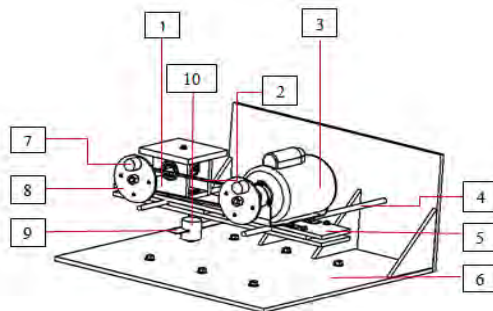
6. Analisa dan Pengolahan Data

Pada tahap ini hasil dari data yang telah diambil akan diolah dengan *software matlab* dan dianalisa dalam bentuk grafik untuk masing-masing variasi frekuensi dan pengaruh sudut massa disk terhadap arah getaran yang terjadi. Selain itu, akan di analisa seberapa besar getaran yang direduksi oleh DVA ini pada setiap variasi.

7. Kesimpulan dan Saran

Dari semua tahapan di atas, bisa didapatkan kesimpulan mengenai penelitian ini berupa hasil analisa seberapa besar getaran yang dapat direduksi DVA terhadap sebuah system. Dari kesimpulan yang diperoleh akan terdapat saran yang membangun agar mekanisme ini menjadi lebih baik.

3.2 Rancangan Permodelan Sederhana



Gambar 3.2 Skema Permodelan Alat Pengujian

Keterangan Gambar :

- | | |
|------------------|---------------------------|
| 1. Kotak kopling | 6. <i>Base</i> |
| 2. <i>Belt</i> | 7. Massa <i>unbalance</i> |
| 3. Motor listrik | 8. <i>Disk</i> |
| 4. <i>Beam</i> | 9. Pegas DVA |
| 5. Sistem utama | 10. Massa DVA |

Prinsip kerja dari alat ini adalah dengan memanfaatkan putaran motor yang menggerakkan *disk* yang sudah dipasangkan dengan massa *unbalance* sebagai sumber gaya eksitasi, sehingga menyebabkannya terjadi getaran pada *beam* yang arahnya translasi dan rotasi. Pada saat *beam* bergetar, DVA yang dipasang terpusat pada titik berat sistem utama secara otomatis akan mereduksi arah getaran yang terjadi pada beam tersebut.

3.2.1 Rancangan Mekanisme secara Teoritis

Dalam awal perancangan diperlukan analisa perhitungan sebagai acuan ideal dalam membuat sebuah mekanisme. Dalam perancangan mekanisme ini DVA yang diberikan pada sebuah sistem dapat mereduksi getaran yang disebabkan oleh variasi putaran motor dan sudut massa disk yang menimbulkan gaya eksitasi pada sistem tersebut.

3.2.1.1 Variasi Frekuensi pada Prototype DVA

Variasi frekuensi ini akan memberikan dampak pada besarnya getaran arah translasi yang diberikan pada bagian sistem utama yang terdapat pada *prototype* DVA, sehingga dengan dampak yang diberikan itu dapat diketahui karakteristik getaran pada setiap perubahan frekuensi.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \dots \dots \dots (3.1)$$

ω_n diatas adalah nilai frekuensi natural yang digunakan untuk menentukan nilai frekuensi yang divariasikan.

$$\omega = 2\pi f \dots\dots\dots(3.2)$$

Pada penelitian ini, akan memvariasikan frekuensi sebanyak 3 tahap, yaitu 15 Hz, 25 Hz, dan 35 Hz sebagai perbedaan kecepatan motor.

3.2.1.2 Variasi Sudut Massa Disk pada Prototype DVA

Variasi sudut *massa disk* ini akan memberikan gaya eksitasi yang menyebabkan sistem utama mengalami getaran arah rotasi, besar sudut yang diberikan akan mempengaruhi besarnya getaran yang terjadi pada arah rotasi dibagian sistem utama yang terdapat pada *prototype* DVA. Pada penelitian ini, akan memvariasikan sudut sebanyak 3 tahap yaitu 0⁰, 90⁰, dan 180⁰.

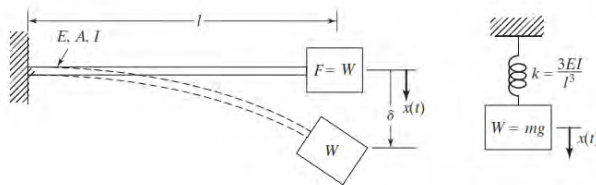
3.2.1.3 Menentukan Panjang Beam

Pada tahap ini *prototype* DVA di desain sedemikian hingga terjadi sebuah frekuensi natural pada *range* operasi dari motor listrik. Dengan demikian tentunya nilai dari konstanta kekakuan (k_1 & k_2) yang digunakan pada *beam* sebagai sistem utama harus ditentukan dengan menggunakan persamaan frekuensi natural (3.3) berikut

$$(m_{sistem\ utama}) \cdot \omega_n^{sistem\ utama\ 2} = k = 2 \cdot k_2 = 2 \cdot k_1 \dots\dots(3.3)$$

Pada persamaan di atas $m_{sistem\ utama}$ merupakan masa gabungan dari motor listrik sebagai sumber eksitasi dan *beam*. Sementara K merupakan konstanta kekakuan ekuivalen dari *beam*.

$$k = \frac{3EI}{l^3} \dots\dots\dots(3.4)$$



Gambar 3.3 Kekakuan Pegas Pengganti dari *Beam*

Dari kedua persamaan di atas kemudian digunakan untuk mencari dimensi panjang (l) dari batang *beam* sehingga diperoleh K yang di inginkan

$$l = \sqrt[3]{\frac{3EI}{(m_{sistem\ utama}) \cdot \omega_n\ sistem\ utama^2}} \dots \dots \dots (3.5)$$

3.2.1.4 Menentukan Massa Unbalance

Massa unbalance yang digunakan sebagai pengatur variasi sudut yang dilekatkan pada *disk* dapat diperoleh dari persamaan berikut ini :

$$k \cdot \Delta x = m \cdot \omega^2 \dots \dots \dots (3.6)$$

Dimana:

- k = konstanta kekakuan *beam*
- Δx = jarak antara *beam*
- m = *massa unbalance*
- ω = kecepatan sudut
- R = jari-jari *disk*

Dengan memasukkan semua parameter yang sudah diketahui, diperoleh nilai m yang merupakan *massa unbalanced* dapat diperoleh dengan cara menimbang massa tersebut dengan menggunakan timbangan digital.



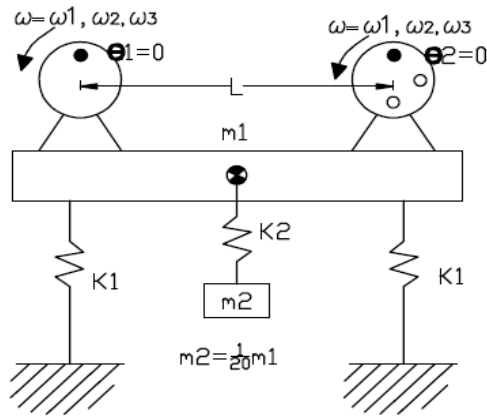
Gambar 3.4 Timbangan Digital

3.2.1.5 Menentukan *Massa DVA*

Massa DVA yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebesar $1/20$ dari *massa* sistem utama yang terdapat pada *design prototype DVA*.

3.2.1.6 Penyederhanaan Model Fisik *Prototype*

Untuk mempermudah proses analisa maka terlebih dahulu perlu dilakukan penyederhanaan dari bentuk fisik prototype DVA (Gambar 3.5) ke skema matematisnya.



Keterangan Gambar :

$k_1 = \text{Stiffness beam}$ $m_1 = \text{Massa sistem}$

$k_2 = \text{Stiffness DVA}$ $m_2 = \text{Massa DVA}$

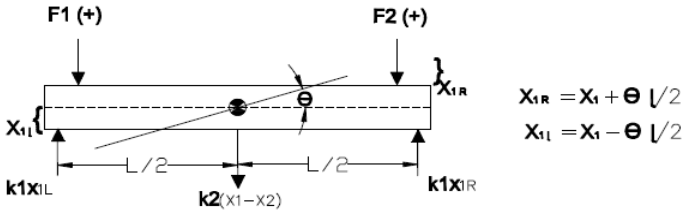
$\theta_1 = \theta_2 = \text{Sudut massa motor}$

$\omega = \text{frequency of oscillation}$

Gambar 3.5 Skema Matematis *Prototype DVA*

Untuk m_1

FBD



Pers. Untuk gerak rotasi sistem

$$\sum M = J\ddot{\theta}$$

$$F_2 \frac{l}{2} - F_1 \frac{l}{2} + k_1 x_{1L} \frac{l}{2} - k_1 x_{1R} \frac{l}{2} = J$$

$$F_2 \frac{l}{2} - F_1 \frac{l}{2} + k_1 \left(x_1 - \theta \frac{l}{2} \right) \frac{l}{2} - k_1 \left(x_1 + \theta \frac{l}{2} \right) \frac{l}{2} = J$$

$$F_2 \frac{l}{2} - F_1 \frac{l}{2} + k_1 x_1 \frac{l}{2} - k_1 \frac{l}{2} \theta \frac{l}{2} - k_1 x_1 \frac{l}{2} - k_1 \theta \frac{l}{2} \frac{l}{2} = J$$

$$F_2 \frac{l}{2} - F_1 \frac{l}{2} - 2k_1 \frac{l^2}{4} \theta = J$$

$$J + F_1 \frac{l}{2} - F_2 \frac{l}{2} - k_1 \frac{l^2}{2} \theta = 0$$

Pers. Untuk m_1

$$\sum F = m_1 \ddot{x}_1$$

$$F_1 - F_2 - k_1 x_{1L} - k_1 x_{1R} + k_2 (x_1 - x_2) = m_1 \ddot{x}_1$$

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_{1L} + k_1 x_{1R} - k_2(x_1 - x_2) - (F_1 + F_2) = 0$$

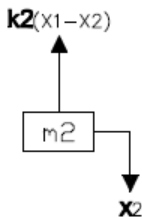
$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 \left(x_1 - \theta \frac{l}{2} \right) + k_1 \left(x_1 + \theta \frac{l}{2} \right) - k_2(x_1 - x_2) - (F_1 + F_2) = 0$$

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 - k_1 \frac{l}{2} \theta + k_1 x_1 + k_1 \frac{l}{2} \theta - k_2 x_1 + k_2 x_2 = F_1 + F_2$$

$$m_1 \ddot{x}_1 + (2k_1 - k_2)x_1 + k_2 x_2 = F_1 + F_2$$

Untuk m_2

FBD



Pers. Untuk m_2 (DVA)

$$\sum F = m_2 \ddot{x}_2$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2(x_1 - x_2) = 0$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 x_1 - k_2 x_2 = 0$$

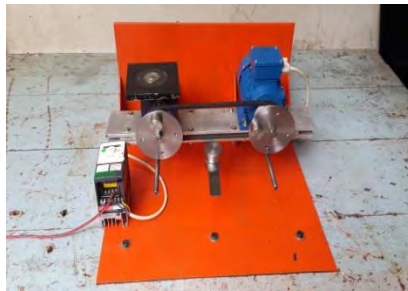
3.3. Pengujian

3.3.1 Peralatan Pengujian

Untuk melakukan studi eksperimental pada *Prototype* DVA ini dibutuhkan beberapa peralatan pengujian.

1. Model Mekanisme Prototype DVA

Dalam dilakukannya pengujian tentunya menggunakan mekanisme yang telah dirancang yakni model mekanisme Prototype DVA seperti Gambar 3.6 dimana pada model mekanisme sistem utama yang menjadi bagian terpenting terkena getaran dari putaran motor listrik, getaran tersebut akan direduksi oleh DVA yang dilekatkan terpusat pada titik berat sistem utama.



Gambar 3.6 Model Mekanisme *Prototype* DVA

2. *Oscilloscope*

Adalah peralatan yang digunakan untuk menampilkan hasil pengukuran sinyal listrik dalam bentuk grafik tegangan terhadap waktu pada layarnya. *Accelerometer* dihubungkan dengan *oscilloscope* sehingga hasil pengukuran respon getaran blok mesin oleh *accelerometer* bisa ditampilkan dalam bentuk grafik pada layar *oscilloscope*. *Oscilloscope* yang digunakan adalah merek Tektronix tipe TDS1000B dengan spesifikasi sebagai berikut :

- *Bandwith* : 40 MHz
- *Sample rate* : 500 MS/s
- *Record length* : 2.5K *points*
- *Vertical sensitivity* : 2mV – 5V/div
- *Time-base range* : 5 ns – 50 s/div

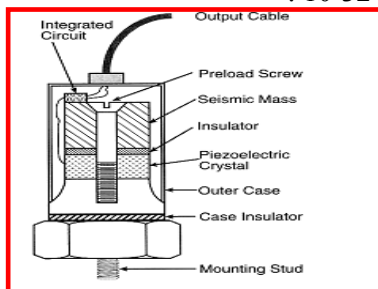


Gambar 3.7 *Digital Storage Oscilloscope*

3. *Accelerometer*

Adalah suatu alat ukur yang digunakan untuk mengukur percepatan getaran suatu benda. Kemudian kecepatan dan *displacement* benda ditentukan dengan mengintegalkan percepatan yang direkam oleh *accelerometer*. *Accelerometer* yang digunakan adalah merek Omega tipe ACC103 dengan spesifikasi sebagai berikut :

- *Frequency range* : 3 Hz – 10 kHz
- *Reference sensitivity* : 10 mV/g @ 100 Hz
- *Temperature range* : -40 – 121 °C
- *Mounted resonant frequency* : 50 kHz
- *Mounting* : 10-32 *removable stud*



Gambar 3.8 *Accelerometer*

4. Power Supply

Digunakan untuk memasok tenaga ke *accelerometer*. Power supply yang digunakan adalah merek Omega tipe ACC-PS1 dengan spesifikasi sebagai berikut :

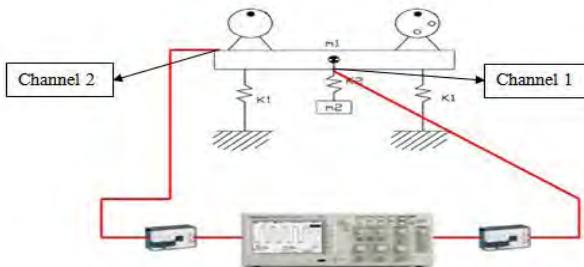
- *Excitation voltage* : 18 Vdc
- *Excitation current* : 2 mA



Gambar 3.9 Power Supply

3.3.2 Penentuan Posisi Pengukuran

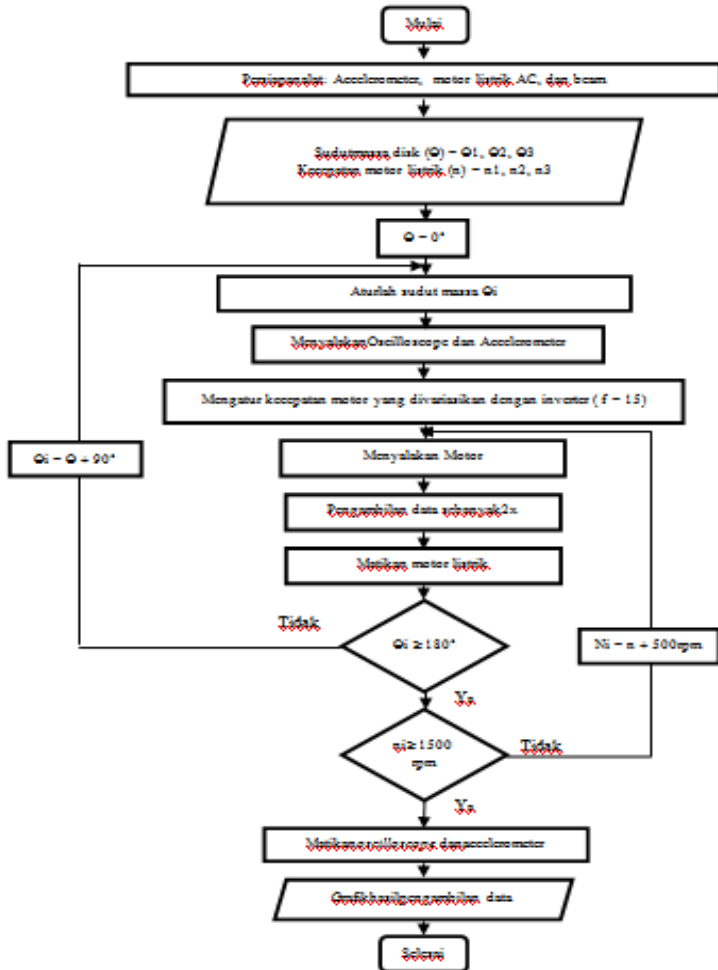
Untuk memperoleh respon translasi dari beam tentunya pengukuran respon getaran harus dilakukan pada titik pusat sistem utama. Sementara untuk mengukur respon rotasi dari sistem utama maka harus dilakukan pengukuran pada titik pusat sistem utama dan sebuah titik yang diketahui jaraknya terhadap titik pusat sistem utama. Gambar 3.10 berikut ini merupakan rangkaian pemasangan accelerometer, osciloscope, dan power supply untuk mengukur getaran arah vertikal dan arah rotasi pada sistem utama.



Gambar 3.10 Rangkaian Pemasangan Accelerometer untuk Mengukur Getaran Arah Vertikal dan Arah Rotasi

3.3.3 Diagram Alir Pengujian

Langkah-langkah dalam mengambil data pengujian Model Mekanisme *Prototype* DVA dapat disajikan dalam bentuk diagram alir seperti pada Gambar 3.11.



Gambar 3.11 Diagram Alir Pengujian

3.3.4 Penjelasan Diagram AlirPengujian

1. Persiapan

Tahapan yang paling awal adalah memasang sistem utama yang terdiri dari motor listrik, kotak *kopling*, *pully*, *belt*, dan disk dengan *massa unbalancenya* ke *beam* yang telah dilekatkan pada *base* sebagai pemegangnya. Mengatur pemasangan *oscilloscope* dan *accelerometer*, dimana *probe* yang berfungsi sebagai sensor pembaca getaran yang dihasilkan oleh alat uji diletakkan pada dua buah titik yaitu sensor pertama diletakkan pada titik berat sistem utama dan kedua diletakkan pada jarak yang ditentukan dari titik berat sistem utama. Kedua sensor dari *accelerometer* itu dihubungkan ke power supply dan diteruskan ke *oscilloscope* untuk membaca percepatan yang dikeluarkan oleh sensor tersebut dalam bentuk voltase.

2. Pengujian


Mengatur *massa unbalance* pada disk untuk membentuk sudut yang diinginkan, dimana pada pengujian ini terdiri dari tiga tahap sudut yang divariasikan yakni sudut 0^0 , sudut 90^0 , dan sudut 180^0 . Pengujian ini dimulai dari frekuensi 15 Hz dengan sudut 0^0 sampai dengan sudut 180^0 hingga variasi frekuensi 25 Hz, dan frekuensi 35 Hz. Setelah menjalankan mekanisme *prototype* DVA ini maka data dari hasil setiap pengujian ini di simpan pada *flashdisk* yang terhubung dengan *oscilloscope*.

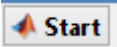
3. Pengolahan Data

Setelah data dari pengujian diperoleh, tahapan yang selanjutnya adalah melakukan pengolahan data yang diperoleh dari *Oscilloscope* agar hasil yang didapat menginterpretasikan apakah pengaruh DVA pada sebuah sistem dapat mereduksi getaran yang terjadi pada sistem tersebut. Adapun tahapan-tahapan pengolahan datanya seperti berikut:

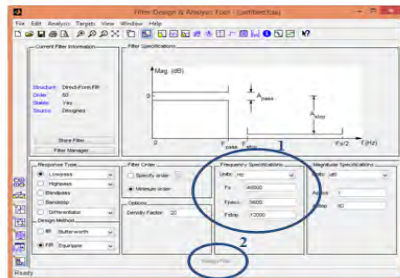
- FILTER
Proses ini dilakukan pada MATLAB
Berikut tahapannya:

1. Data txt hasil dari oscilloscope di-import ke MATLAB dengan membuat sheet baru

2. klik  pada window workspace. Copy paste data “voltase” dan data “time” ke sheet pada MATLAB

3. klik menu start , toolboxes, filter design, kemudian pilih filter design & analysis tool.

4. Muncul:



5. Pada frequency specifications set sbb:

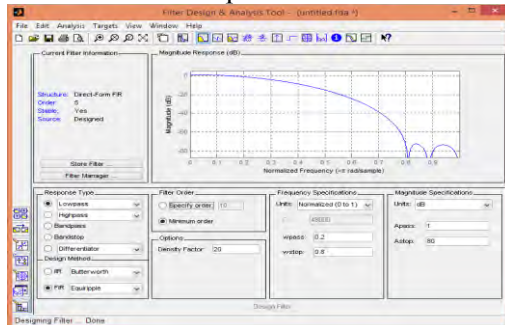
Units : normalized

w pass : 0.2

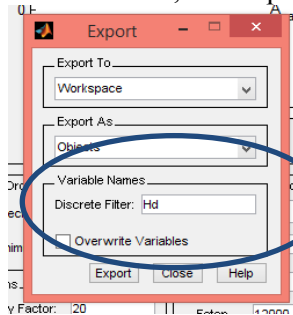
w stop : 0.8

kemudian klik “Design Filter”

akan muncul SS seperti di bawah ini:



6. Kemudian file, lalu export. akan muncul:



Pada export as pilih “Objects” lalu klik export.

7. Di workspace akan muncul sheet dgn file name “Hd”
 8. Sheet “Hd” merupakan koefisien untuk melakukan filter data voltase.
 9. Masukkan perintah “hasil=filter(Hd,v);” pada command window. Akan muncul sheet “hasil” pada workspace, yang merupakan hasil filter voltase.
 10. Copy paste data “hasil” kedalam excel.
 11. Lakukan konversi data, dari voltase ke akselerasi.
- Konversi Voltase ke Akselerasi.
- Perlu konversi sensitivitas dari sensor accelerometer.
1. Formula pada excel:

$$=(G1/V)*g*(f/100)$$

Keterangan:

G1 = data pada kolom dan baris G1

V = sensitivitas accelero [satuan Volt]

g = percepatan gravitasi [9.81 m/s²]

f = frekuensi eksitasi yang diberikan [Hz]

100 = frekuensi kerja accelero pada saat 100MHz

2. Dari hasil formula tersebut, didapat akselerasi.
3. Kemudian di-import kedalam MATLAB

- SMOOTHING

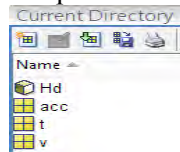
Proses ini dilakukan pada MATLAB

Berikut tahapannya:

1. Setelah didapat data akselerasi dari excel, lalu *import* data akselerasi ke MATLAB dengan membuat *sheet*



pada workspace. Misal “acc”

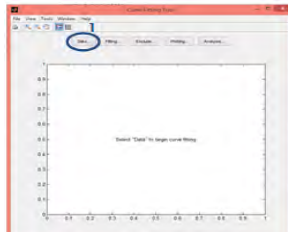


2. Setelah di-*import* lalu lakukan smoothing. Sorot *start*

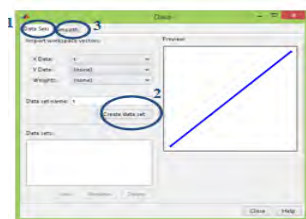


, *toolboxes*, *curve fitting*, kemudian pilih *curve fitting tool*.

3. Muncul:



4. Klik data, maka muncul:



pada Tab “data sets” [1] isikan sbb:

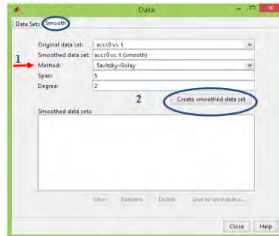
X data : t // data waktu dari data sheet MATLAB

Y data : acc // data akselerasi dari data sheet
MATLAB

Kemudian klik “create data set” [2]

Lalu klik tab “Smooth” [3]

5. Akan muncul:



Pada tab *smooth* set sbb:

Original data set : acc vs t

Method : Savitzky-Golay [1]

Kemudian “create smoothed data set”

Panggil hasil smoothed pada original data set :
“acc vs t (smooth)”

Ulangi Method : Savitzky-Golay


Ulangi sampai 5X.

Maka pada kolom smoothed data sets: akan muncul:

“acc vs t

(smooth)(smooth)(smooth)(smooth)(smooth)”

6. Kembali ke langkah 3. Pada klik tab “fitting”. Akan muncul:



Klik "new fit"¹¹

Isikan fit name : acceleration

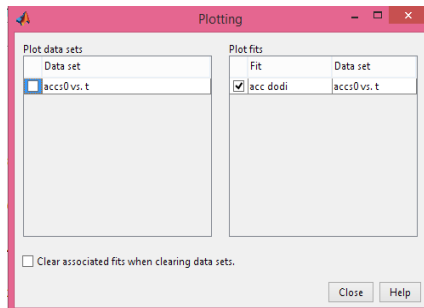
Data set : acc vs t (smooth)(smooth)(smooth)
(smooth)(smooth)

Type of fit : smoothing spline

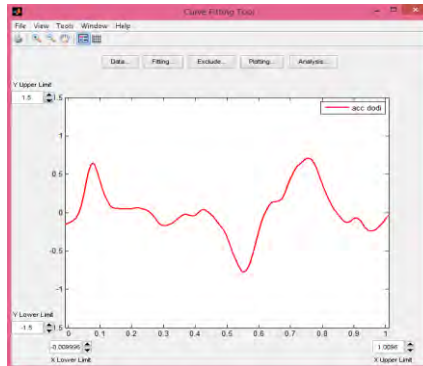
Smoothing parameter: pilih "specify"¹² lalu isi 0.9999

Kemudian "Apply"¹³

7. Kembali lagi ke langkah 3. Klik tab "Plotting" maka akan muncul:



Centang plot fits yang akan ditampilkan. Sedangkan plot data sets di-*unchecked*. Maka akan muncul plot grafik hasil smoothing.



8. Done

- Note:

- Data *.xls dari UT-2062 harus di edit satu per satu. Karena dalam satu kolom cell terdapat dua data, yaitu: voltase dan waktu. Sehingga perlu dipisahkan untuk mempermudah dalam pengolahan data.
- Informasi lanjut dapat dilihat di manual book.

Setelah melakukan pengolahan data pada *software matlab*, didapatkan grafik voltase fungsi waktu. Untuk mencari nilai *vrms* dilakukan perhitungan pada Excel, dengan rumus

$$vrms = \sqrt{\frac{\sum_i^n vi^2}{n}}$$

Dimana:

- vrms* = root mean square dari data voltase
- vi* = data voltase yang didapat dari oscilloscope
- n* = jumlah data

3.3.5 Lembar Data Pengujian

Lembar data hasil pengujian digunakan untuk mencatat data voltase dari sensor yang dihasilkan dari getaran sistem utama. Pada data terdapat tiga variasi frekuensi inverter (F) dan

sudut massa disk (θ). Lembar data hasil pengujian tersebut dapat dilihat pada Tabel 3.1.

Tabel 3.1 Tabel Pengambilan Data

Frekuensi (Hz)	Sudut (Θ)					
	0°		90°		180°	
15						
25						
35						

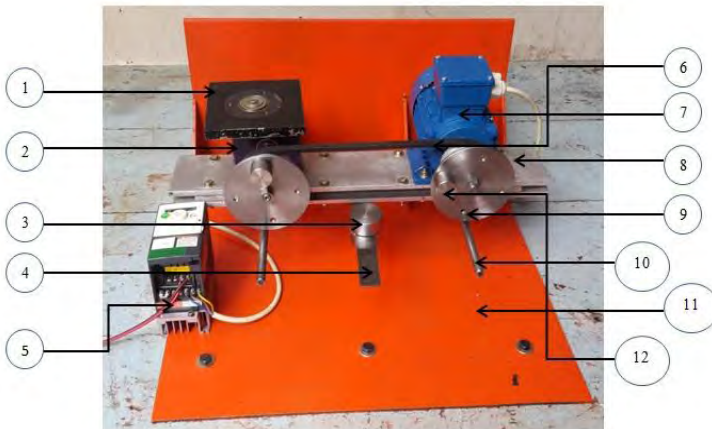
Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 *Prototype Dynamic Vibration Absorber (DVA)*

Prototype ini merupakan permodelan dari sebuah sistem yang terdapat pada mesin dua silinder, dimana pada *prototype* ini akan diberikan *massa* tambahan yang dapat mereduksi getaran yang terjadi pada bagian sistem utama dari *prototype*.

Berikut *Prototype DVA* yang dirancang dapat dilihat pada Gambar 4.1.



Gambar 4.1 Prototype DVA

- | | |
|--------------------------|----------------------------|
| 1. <i>Massa</i> tambahan | 7. Motor listrik |
| 2. Kotak kopling | 8. Sistem utama |
| 3. <i>Massa DVA</i> | 9. <i>Disk</i> |
| 4. Pegas DVA | 10. <i>Beam</i> |
| 5. Inverter | 11. <i>Base</i> |
| 6. <i>Belt</i> | 12. <i>Massa unbalance</i> |

Untuk mengetahui DVA ini dapat mereduksi getaran yang terjadi pada sebuah sistem utama, maka dilakukan suatu eksperimen dengan memvariasikan sudut *massadisk* dan frekuensi kecepatan motor. Dengan variasi pada eksperimen ini didapatkan suatu fenomena yang terjadi pada sebuah sistem utama yaitu

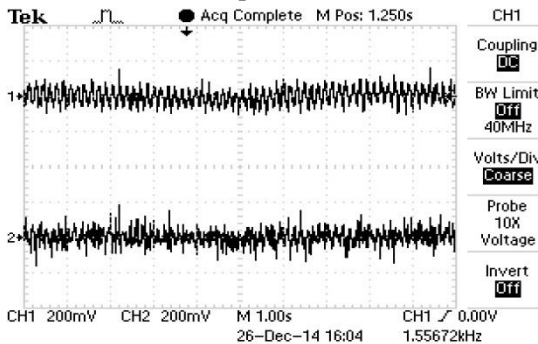
getaran terjadi pada arah translasi dan rotasi, sehingga getaran tersebut dapat direduksi dengan penambahan DVA tersebut.

4.2 Analisa Eksperimen

4.2.1 Pengolahan Data

Pengambilan data eksperimen dilakukan dengan menggunakan *accelerometer* dan *digital storage oscilloscope* sebagai alat ukur voltase bangkitan yang dihasilkan oleh getaran dari sebuah sistem utama. Data yang diperoleh dari *Oscilloscope* tersimpan pada *flashdisk* yang terpasang pada *Oscilloscope* tersebut.

Dengan variasi sudut massa *disk* (3 variasi) dan variasi frekuensi dari *inverter* (3 variasi frekuensi) menghasilkan sebanyak 9 data. Data tersebut diolah dengan menggunakan *software Matlab*. Data yang diperoleh dipindah ke *matlab* kemudian di filter dengan menggunakan *filter design and analysis tool*. Data yang telah difilter dengan *fdtool* kemudian di *smoothing* dengan menggunakan *curve fitting tool* agar grafik yang diperoleh dari *Oscilloscope* lebih mudah dianalisis.



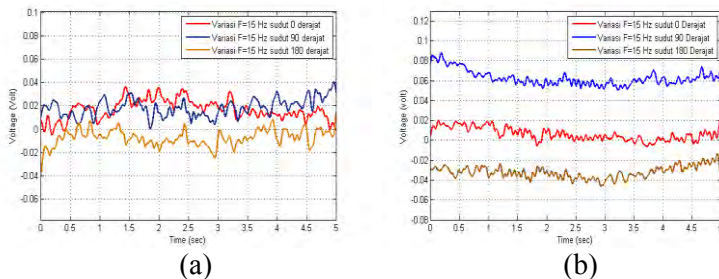
Gambar 4.2 Contoh grafik pada *Oscilloscope* dengan variasi ketinggian *frekuensi* 15 Hz

Dari curva yang didapat dengan menggunakan *curve fitting tool* pada *matlab*, nilai RMS (*root mean square*) juga diperoleh. Nilai RMS ini digunakan untuk menganalisa fenomena yang terjadi pada getaran 2 DOF.

4.2.2 Pengaruh Sudut Massa *Disk* Terhadap Voltase yang Dihasilkan Tanpa DVA

4.2.2.1 Variasi Sudut Massa *Disk* pada Frekuensi 15 Hz

Pada eksperimen ini *Prototype* DVA disetting pada frekuensi *inverter* tetap, yang divariasikan pengujian ini adalah sudut *massadisk*. Sudut *massa disk* yang divariasikan ada tiga yaitu 0° , 90° , dan 180° . Dibawah ini adalah grafik voltase dengan variasi sudut *massa disk*.

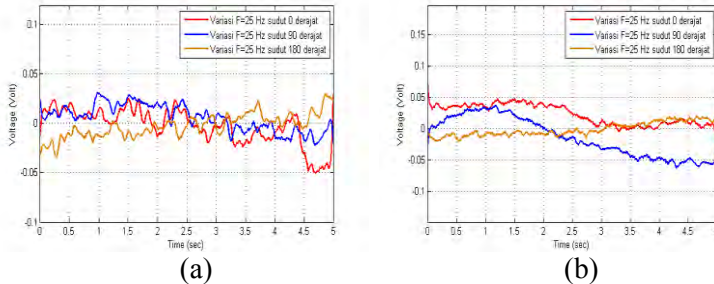


Gambar 4.3 Grafik voltase bangkitan pada saat frekuensi *inverter* 15 Hz dengan variasi sudut *massa disk* 0° , 90° , dan 180°
(a) Channel 1 (b) Channel 2

Dari grafik pada Gambar 4.3 dapat dijelaskan bahwa grafik(a) merupakan hasil dari pembacaan channel 1 sebagai sensor yang terletak pada titik berat sistem utamadan grafik(b) merupakan channel 2 sebagai sensor yang diletakkan dengan jarak 24cm dari titik berat sistem utama. Dari kedua grafik di atas terlihat bahwa voltase bangkitan yang diperoleh pada channel 2 lebih besar dari pada voltase bangkitan di channel 1. Hal ini dikarenakan channel 2 terletak pada jarak 24cm dari titik berat sistem utama, dengan demikian pada channel 2 terdapat dua buah komponen penyusun getaran, yaitu pada arah translasi maupun arah rotasi. Sementara channel 1 terletak pada titik berat sistem utama sehingga memungkinkan hanya terdapat satu komponen penyusun getaran saja, yaitu pada arah translasi. Kondisi di atas dapat dilihat dari besarnya nilai *vrms* dari salah satu variasi sudut, misalnya nilai *vrms* pada channel 2 untuk sudut 0° adalah 0,0392

volt sedangkan nilai vrms pada channel 1 untuk sudut 0° adalah 0,0323 volt.

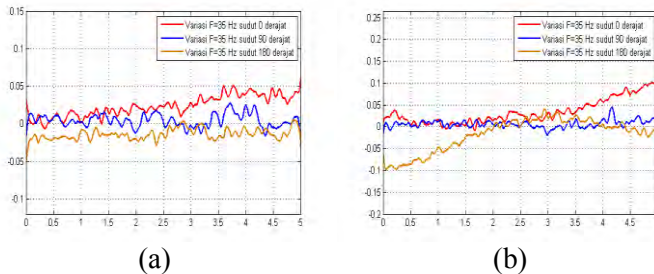
4.2.2.2 Variasi Sudut Massa *Disk* pada Frekuensi 25 Hz



Gambar 4.4 Grafik Voltase bangkitan pada saat frekuensi inverter 25 Hz dengan variasi sudut massa *disk* 0° , 90° , dan 180°
(a) Channel 1 (b) Channel 2

Dari grafik pada Gambar 4.4 dapat dijelaskan bahwa grafik (a) merupakan hasil dari pembacaan channel 1 sebagai sensor yang terletak pada titik berat sistem utama dan grafik (b) merupakan channel 2 sebagai sensor yang diletakkan dengan jarak 24 cm dari titik berat sistem utama. Dari kedua grafik di atas terlihat bahwa voltase bangkitan yang diperoleh pada channel 2 lebih besar dari pada voltase bangkitan di channel 1. Hal ini dikarenakan channel 2 terletak pada jarak 24 cm dari titik berat sistem utama, dengan demikian pada channel 2 terdapat dua buah komponen penyusun getaran, yaitu pada arah translasi maupun arah rotasi. Sementara channel 1 terletak pada titik berat sistem utama sehingga memungkinkan hanya terdapat satu komponen penyusun getaran saja, yaitu pada arah translasi. Kondisi di atas dapat dilihat dari besarnya nilai vrms dari salah satu variasi sudut, misalnya nilai vrms pada channel 2 untuk sudut 0° adalah 0,0717 volt sedangkan nilai vrms pada channel 1 untuk sudut 0° adalah 0,0489 volt.

4.2.2.3 Variasi Sudut Massa *Disk* pada Frekuensi 35 Hz



Gambar 4.5 Grafik Voltase bangkitan pada saat frekuensi *inverter* 35 Hz dengan variasi sudut massa *disk* 0° , 90° , dan 180°
(a) Channel 1 (b) Channel 2

Dari grafik pada Gambar 4.5 dapat dijelaskan bahwa grafik (a) merupakan hasil dari pembacaan channel 1 sebagai sensor yang terletak pada titik berat sistem utamadan grafik (b) merupakan channel 2 sebagai sensor yang diletakkan dengan jarak 24cm dari titik berat sistem utama. Dari kedua grafik di atas terlihat bahwa voltase bangkitan yang diperoleh pada channel 2 lebih besar dari pada voltase bangkitan di channel 1. Hal ini dikarenakan channel 2 terletak pada jarak 24cm dari titik berat sistem utama, dengan demikian pada channel 2 terdapat dua buah komponen penyusun getaran, yaitu pada arah translasi maupun arah rotasi. Sementara channel 1 terletak pada titik berat sistem utama sehingga memungkinkan hanya terdapat satu komponen penyusun getaran saja, yaitu pada arah translasi. Kondisi di atas dapat dilihat dari besarnya nilai vrms dari salah satu variasi sudut, misalnya nilai vrms pada channel 2 untuk sudut 0° adalah 0,10595 volt sedangkan nilai vrms pada channel 1 untuk sudut 0° adalah 0,08263 volt. Untuk mempermudah dalam proses membandingkan enam grafik di atas, maka dibuat Tabel 4.1 seperti dibawah ini :

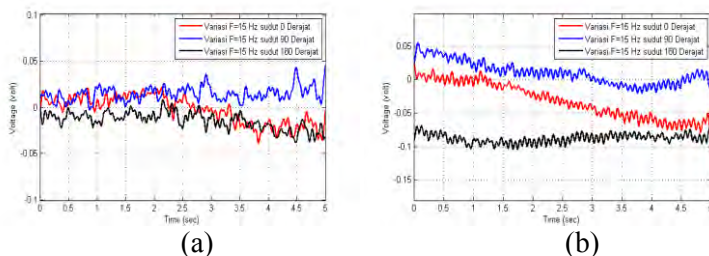
Tabel 4.1 Hasil nilai vrms untuk kondisi Tanpa DVA

Frekuensi (Hz)	Sudut Massa Disk (Θ)	EnergiBangkitan (volt)	
		Channel 1	Channel 2
15	0	0,03239	0,03921
	90	0,03237	0,04330
	180	0,03213	0,05977
25	0	0,04894	0,07174
	90	0,04806	0,07935
	180	0,04633	0,08207
35	0	0,08263	0,10595
	90	0,07918	0,10761
	180	0,07842	0,10758

4.2.3 Pengaruh Sudut Massa *Disk* Terhadap Voltase yang Dihasilkan Dengan DVA

4.2.3.1 Variasi Sudut Massa *Disk* pada Frekuensi 15 Hz

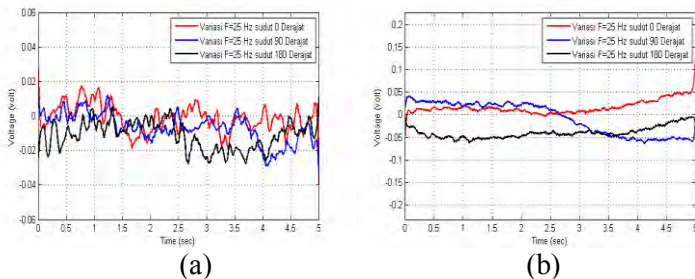
Pada eksperimen ini *Prototype DVA* disetting pada frekuensi *inverter* tetap, yang divariasikan pengujian ini adalah sudut massa *disk*. Sudut massa *disk* yang divariasikan ada tiga yaitu 0° , 90° , dan 180° . Dibawah ini adalah grafik voltase dengan variasi sudut massa *disk*.



Gambar 4.6 Grafik Voltase bangkitan pada saat frekuensi *inverter* 15 Hz dengan variasi sudut massa *disk* 0° , 90° , dan 180°
(a) Channel 1 (b) Channel 2

Dari grafik pada Gambar 4.6 dapat dijelaskan bahwa grafik (a) merupakan hasil dari pembacaan channel 1 sebagai sensor yang terletak pada titik berat sistem utama dan grafik (b) merupakan channel 2 sebagai sensor yang diletakkan dengan jarak 24cm dari titik berat sistem utama. Dari kedua grafik di atas terlihat bahwa voltase bangkitan yang diperoleh pada channel 2 lebih besar dari pada voltase bangkitan di channel 1. Hal ini dikarenakan channel 2 terletak pada jarak 24cm dari titik berat sistem utama, dengan demikian pada channel 2 terdapat dua buah komponen penyusun getaran, yaitu pada arah translasi maupun arah rotasi. Sementara channel 1 terletak pada titik berat sistem utama sehingga memungkinkan hanya terdapat satu komponen penyusun getaran saja, yaitu pada arah translasi. Kondisi di atas dapat dilihat dari besarnya nilai vrms dari salah satu variasi sudut, misalnya nilai vrms pada channel 2 untuk sudut 0° adalah 0,39206 volt sedangkan nilai vrms pada channel 1 untuk sudut 0° adalah 0,02886 volt.

4.2.3.2 Variasi Sudut Massa *Disk* pada Frekuensi 25 Hz

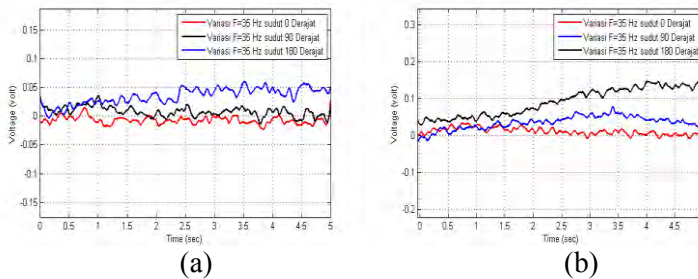


Gambar 4.7 Grafik Voltase bangkitan pada saat frekuensi inverter 25 Hz dengan variasi sudut massa *disk* 0° , 90° , dan 180°
(a) Channel 1 (b) Channel 2

Dari grafik pada Gambar 4.7 dapat dijelaskan bahwa grafik (a) merupakan hasil dari pembacaan channel 1 sebagai sensor yang terletak pada titik berat sistem utama dan grafik (b) merupakan channel 2 sebagai sensor yang diletakkan dengan jarak 24cm dari titik berat sistem utama. Dari kedua grafik di atas terlihat bahwa

voltase bangkitan yang diperoleh pada channel 2 lebih besar dari pada voltase bangkitan di channel 1. Hal ini dikarenakan channel 2 terletak pada jarak 24cm dari titik berat sistem utama, dengan demikian pada channel 2 terdapat dua buah komponen penyusun getaran, yaitu pada arah translasi maupun arah rotasi. Sementara channel 1 terletak pada titik berat sistem utama sehingga memungkinkan hanya terdapat satu komponen penyusun getaran saja, yaitu pada arah translasi. Kondisi di atas dapat dilihat dari besarnya nilai vrms dari salah satu variasi sudut, misalnya nilai vrms pada channel 2 untuk sudut 0° adalah 0,7596 volt sedangkan nilai vrms pada channel 1 untuk sudut 0° adalah 0,04349 volt.

4.2.3.3 Variasi Sudut Massa *Disk* pada Frekuensi 35 Hz



Gambar 4.8 Grafik Voltase bangkitan pada saat frekuensi inverter 35 Hz dengan variasi sudut massa *disk* 0° , 90° , dan 180°
 (a) Channel 1 (b) Channel 2

Dari grafik pada Gambar 4.8 dapat dijelaskan bahwa grafik (a) merupakan hasil dari pembacaan channel 1 sebagai sensor yang terletak pada titik berat sistem utama dan grafik (b) merupakan channel 2 sebagai sensor yang diletakkan dengan jarak 24cm dari titik berat sistem utama. Dari kedua grafik di atas terlihat bahwa voltase bangkitan yang diperoleh pada channel 2 lebih besar dari pada voltase bangkitan di channel 1. Hal ini dikarenakan channel 2 terletak pada jarak 24cm dari titik berat sistem utama, dengan demikian pada channel 2 terdapat dua buah komponen penyusun getaran, yaitu pada arah translasi maupun arah rotasi. Sementara

channel 1 terletak pada titik berat sistem utama sehingga memungkinkan hanya terdapat satu komponen penyusun getaran saja, yaitu pada arah translasi. Kondisi di atas dapat dilihat dari besarnya nilai vrms dari salah satu variasi sudut, misalnya nilai vrms pada channel 2 untuk sudut 0° adalah 0,1153 volt sedangkan nilai vrms pada channel 1 untuk sudut 0° adalah 0,0813 volt. Untuk mempermudah dalam proses membandingkan enam grafik di atas, maka dibuat Tabel 4.2 seperti dibawah ini :

Tabel 4.2 Hasil nilai vrms untuk kondisi Dengan DVA

Frekuensi (Hz)	Sudut Massa Disk (Θ)	EnergiBangkitan (volt)	
		Channel 1	Channel 2
15	0	0,02886	0,03921
	90	0,02874	0,04466
	180	0,02453	0,04946
25	0	0,04349	0,07596
	90	0,04333	0,07784
	180	0,04274	0,08587
35	0	0,08137	0,10916
	90	0,07616	0,11531
	180	0,07592	0,11688

4.3 Analisa Respon Getaran Akselerasi

4.3.1 Kondisi tanpa DVA

Setelah dilakukan pengujian menggunakan *prototype* DVA dengan variasi frekuensi dan sudut massa *disk* didapatkan nilai respon getaran akselerasi untuk getaran arah translasi. Dimana nilai akselerasi didapatkan dengan persamaan berikut ini:

$$a = (\text{vrms}/V) * g * (f/100)$$

Keterangan:

a = akselerasi (m/s^2)

vrms = root mean square

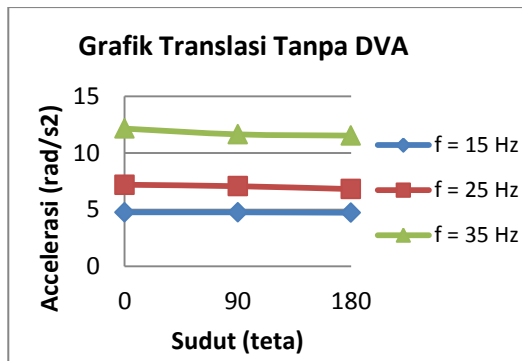
V = sensitivitas accelero [Volt]

- g = percepatan gravitasi [9.81 m/s^2]
 f = frekuensi eksitasi yang diberikan [Hz]
 100 = frekuensi kerja accelero pada saat 100MHz

Nilai akselerasi untuk getaran arah translasi dapat dilihat pada Tabel 4.3 berikut ini :

Tabel 4.3 Hasil nilai akselerasi dari getaran arah translasi untuk kondisi Tanpa DVA

Frekuensi (Hz)	Sudut Massa Disk (Θ)	Acceleration
15	0	4,76578
	90	4,76264
	180	4,72847
25	0	7,20080
	90	7,07198
	180	6,81813
35	0	12,1596
	90	11,6514
	180	11,5407



Gambar 4.9 Grafik respon getaran akselerasi arah translasi yang dihasilkan secara eksperimen pada variasi sudut massa disk

Gambar 4.9 merupakan grafik perubahan nilai respon getaran terhadap getaran arah translasi untuk setiap perubahan sudut massa disk yang diberikan dengan tiga variasi frekuensi. Dari Gambar 4.9 dapat dilihat bahwa secara keseluruhan getaran arah translasi semakin menurun. Hal ini dikarenakan semakin besar sudut massa disk yang diberikan maka getaran menjadi bersifat rotasi murni, sehingga getaran arah translasi menjadi kecil.

Sementara itu untuk pemberian nilai sudut masa disk semakin besar, nilai dari respon getaran arah rotasi menjadi lebih besar sebagaimana terlihat pada gambar 4.7. hal ini dikarenakan saat pemberian sudut masa disk yang kecil maka getaran lebih bersifat getaran translasi murni, sehingga saat diberikan sudut yang kecil maka getaran rotasional beam menjadi lebih kecil daripada saat diberikan sudut masa disk yang besar.

Nilai akselerasi untuk getaran arah rotasi dapat diperoleh dari persamaan berikut ini :

$$= \frac{a_2 - a_1}{L}$$

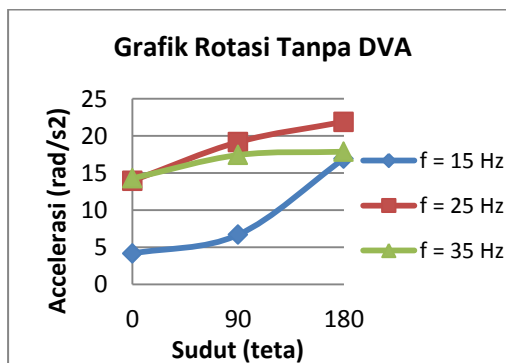
Dimana :

- $\ddot{\theta}$ = Percepatan sudut (rad/s^2)
- a_1 = Akselerasi arah translasi pada Channel 1 (m/s^2)
- a_2 = Akselerasi arah translasi pada Channel 2 (m/s^2)
- L = Jarak sensor Channel 1 dan Channel 2 (cm)

Nilai akselerasi untuk getaran arah rotasi dapat dilihat pada Tabel 4.4 berikut ini :

Tabel 4.4 Hasil nilai akselerasi dari getaran arah rotasi untuk kondisi Tanpa DVA

Frekuensi (Hz)	Sudut Massa Disk (Θ)	Acceleration
15	0	4,18087
	90	6,70519
	180	16,9445
25	0	13,9804
	90	19,1834
	180	21,9091
35	0	14,2977
	90	17,4345
	180	17,8789



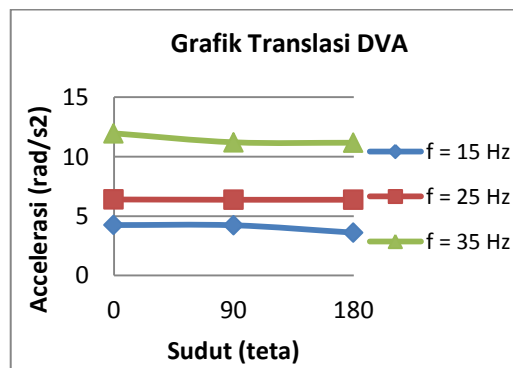
Gambar 4.10 Grafik respon getaran akselerasi arah rotasi yang dihasilkan secara eksperimen pada variasi sudut massa disk

4.3.2 Kondisi dengan DVA

Nilai akselerasi untuk getaran arah translasi dapat dilihat pada Tabel 4.5 berikut ini :

Tabel 4.5 Hasil nilai akselerasi dari getaran arah translasi untuk kondisi Dengan DVA

Frekuensi (Hz)	Sudut Massa Disk (Θ)	Acceleration
15	0	4,24674
	90	4,23012
	180	3,61062
25	0	6,39984
	90	6,37704
	180	6,28919
35	0	11,9736
	90	11,2082
	180	11,1725



Gambar 4.11 Grafik Respon getaran akselerasi arah translasi yang dihasilkan secara eksperimen pada variasi sudut massa *disk*

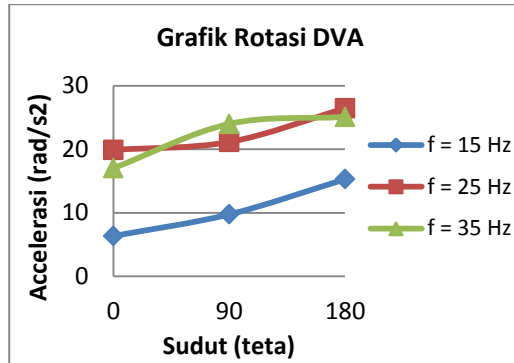
Gambar 4.11 merupakan grafik perubahan nilai respon getaran terhadap getaran arah translasi untuk setiap perubahan sudut massa disk yang diberikan dengan tiga variasi frekuensi. Dari Gambar 4.11 dapat dilihat bahwa secara keseluruhan getaran arah translasi semakin menurun. Hal ini dikarenakan semakin besar sudut massa disk yang diberikan maka getaran menjadi bersifat rotasi murni, sehingga getaran arah translasi menjadi kecil.

Sementara itu untuk pemberian nilai sudut masa disk semakin besar, nilai dari respon getaran arah rotasi menjadi lebih besar sebagaimana terlihat pada gambar 4.12. Hal ini dikarenakan saat pemberian sudut masa disk yang kecil maka getaran lebih bersifat getaran translasi murni, sehingga saat diberikan sudut yang kecil maka getaran rotasional beam menjadi lebih kecil daripada saat diberikan sudut masa disk yang besar.

Nilai akselerasi untuk getaran arah rotasi dapat dilihat pada Tabel 4.5 berikut ini :

Tabel 4.6 Hasil nilai akselerasi dari getaran arah rotasi untuk kondisi Dengan DVA

Frekuensi	Sudut Massa Disk	<i>Acceleration</i>
(Hz)	(Θ)	
15	0	6,343516
	90	9,757578
	180	15,28595
25	0	19,90709
	90	21,15715
	180	26,4476
35	0	17,03852
	90	24,0036
	180	25,11279



Gambar 4.12 Grafik respon getaran akselerasi arah rotasi yang dihasilkan secara eksperimen pada variasi sudut massa disk

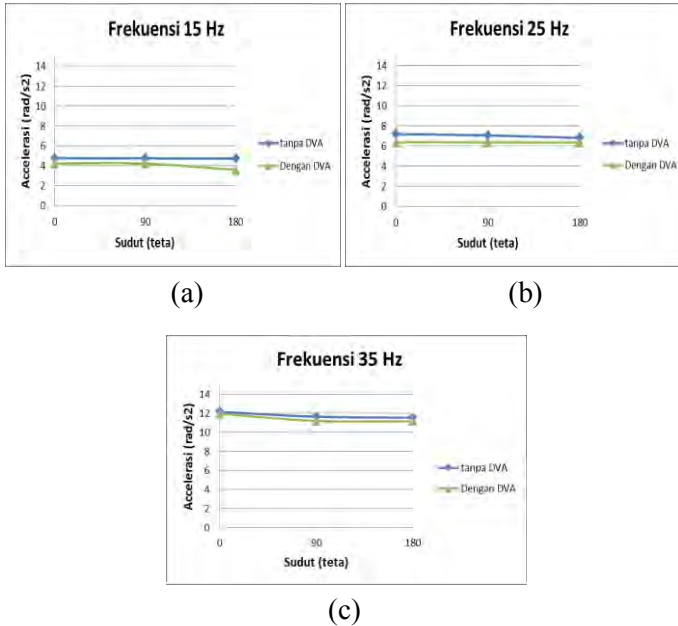
4.3.3 Perbandingan kondisi dengan DVA dan tanpa DVA

4.3.3.1 Arah Translasi

Untuk melihat seberapa besar pengaruh DVA dalam mereduksi getaran yang terjadi pada arah translasi maka harus dibandingkan antara nilai akselerasi pada kondisi tanpa DVA dengan kondisi menggunakan DVA. Berikut ini merupakan Tabel perbandingan nilai akselerasi pada kondisi tanpa DVA dan Dengan DVA :

Tabel 4.7 Hasil perbandingan nilai akselerasi pada kondisi Tanpa DVA dan Dengan DVA

Frekuensi (Hz)	Sudut Massa Disk (°)	Acceleration		Reduksi
		Tanpa DVA	Dengan DVA	
15	0	4,76578	4,24674	0,51904
	90	4,76264	4,23012	0,53252
	180	4,72847	3,61062	1,11785
25	0	7,2008	6,39984	0,80096
	90	7,07198	6,37704	0,69494
	180	6,81813	6,28919	0,52894
35	0	12,1596	11,9736	0,186
	90	11,6514	11,2082	0,4432
	180	11,5407	11,1725	0,3682



Gambar 4.13 Grafik perbandingan akselerasi arah translasi untuk kondisi dengan DVA dan tanpa DVA pada Frekuensi (a) 15 Hz (b) 25 Hz dan (c) 35 Hz

Gambar 4.10 memperlihatkan grafik perbandingan respon getaran untuk kondisi dengan menggunakan DVA maupun tanpa menggunakan DVA, baik untuk frekuensi getaran eksitasi sebesar 15 Hz, 25 Hz, maupun 35 Hz. Dari ketiga grafik di atas secara keseluruhan memperlihatkan bahwa pemberian DVA ternyata mampu memberikan respon getaran yang lebih kecil dibandingkan respon getaran yang dihasilkan oleh kondisi tanpa DVA. Dapat disimpulkan bahwa pemberian DVA dapat mereduksi getaran yang terjadi pada sebuah sistem utama. Dengan melihat Tabel 4.7 dapat dilihat pengaruh DVA dapat mereduksi getaran arah translasi yang terjadi pada sistem utama dengan membandingkannya dengan nilai akselerasi getaran arah translasi untuk kondisi tanpa DVA. Nilai reduksi optimum

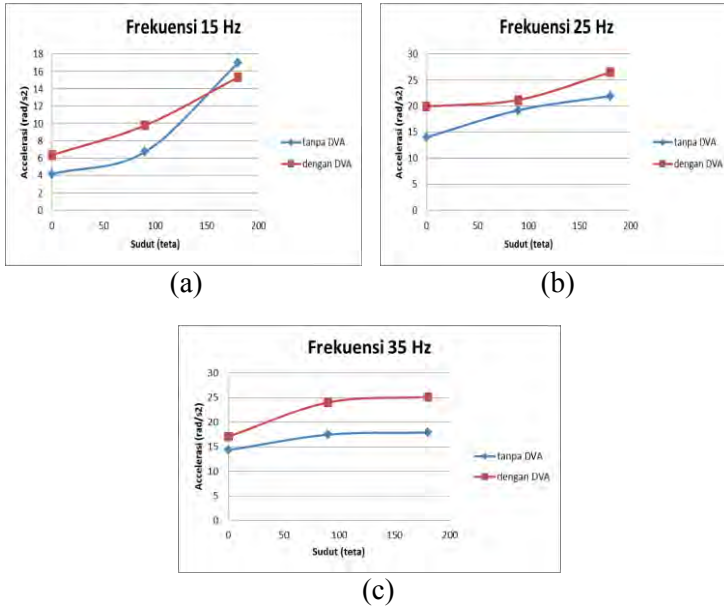
sebesar $1,11785 \text{ m/s}^2$ pada frekuensi 15 Hz dengan sudut massa disk 180° .

4.3.3.2 Arah Rotasi

Untuk melihat pengaruh DVA dalam mereduksi getaran yang terjadi pada arah rotasi maka harus dibandingkan antara nilai akselerasi pada kondisi tanpa DVA dengan kondisi menggunakan DVA. Berikut ini merupakan tabel perbandingan nilai akselerasi pada kondisi tanpa DVA dan Dengan DVA

Tabel 4.8 Hasil perbandingan nilai akselerasi pada kondisi Tanpa DVA dan Dengan DVA

Frekuensi (Hz)	Sudut Massa Disk (Θ)	Acceleration	
		Tanpa DVA	Dengan DVA
15	0	4,18087	6,343516
	90	6,70519	9,757578
	180	16,9445	15,28595
25	0	13,9804	19,90709
	90	19,1834	21,15715
	180	21,9091	26,4476
35	0	14,2977	17,03852
	90	17,4345	24,0036
	180	17,8789	25,11279



Gambar 4.14 Grafik perbandingan akselerasi arah rotasi untuk kondisi dengan DVA dan tanpa DVA pada Frekuensi (a) 15 Hz (b) 25 Hz dan (c) 35 Hz

Gambar 4.11 memperlihatkan grafik perbandingan respon getaran untuk kondisi dengan menggunakan DVA maupun tanpa menggunakan DVA, baik untuk frekuensi getaran eksitasi sebesar 15 Hz, 25 Hz, maupun 35 Hz. Dari ketiga grafik di atas secara keseluruhan memperlihatkan bahwa pemberian DVA tidak berpengaruh terhadap getaran arah rotasi. Hal ini disebabkan karena DVA diposisikan pada central gravity dari sistem utama sehingga tidak akan mempengaruhi getaran arah rotasi dari sistem utama.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari eksperimen yang telah dilakukan maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Dari pengujian menyatakan bahwa semakin besar sudut massa disk yang diberikan maka respon getaran arah translasi menjadi lebih kecil, sedangkan untuk getaran arah rotasi respon getarannya menjadi lebih besar.
2. Dari pengujian menyatakan bahwa pengaruh penambahan DVA terhadap respon getaran sistem utama dapat mereduksi getaran arah translasi dengan baik, sedangkan untuk getaran arah rotasi pemberian DVA tidak berpengaruh terhadap getaran arah rotasi.
3. Dari pengujian didapatkan bahwa nilai reduksi optimum dengan penambahan reduksi sebesar $1,11785 \text{ m/s}^2$ pada frekuensi 15 Hz dengan sudut massa disk 180° .

5.2 Saran

1. Untuk sistem utama, pada bagian yang akan diukur diperlukan material ferro-magnetik yang permukaannya datar agar probe dapat melekat dengan baik.
2. Pada penelitian berikutnya diperlukan variasi jarak pegas DVA untuk mengetahui pengaruhnya terhadap reduksi getaran dari sebuah sistem utama.

Halaman ini sengaja dikosongkan



Authentication by EC CE

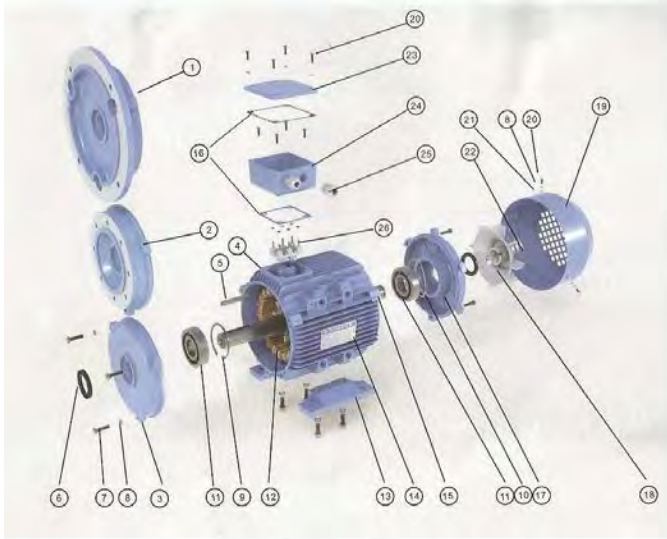
1



Y / Y3 /GL/ YX3 /IE2 SERIES

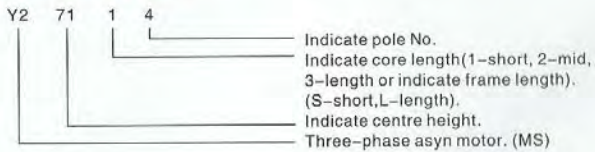
**FRACTIONAL HORSE POWER ASYN
MOTOR INSTRUCTION FOR
OPERATION AND MAINTENANCE**

Y 71, Y2, 80L, Y43, 80Z SERIES
FRACTIONAL HORSE POWER ASYN MOTOR



- | | | | |
|----------------------|------------------|--------------------|-----------------------|
| 1. B5 Flange | 8. Spring Washer | 15. Rotor | 22. Fan clamp |
| 2. B14 Flange | 9. Circlip | 16. Gasket | 23. Terminal box lid |
| 3. Front Endshield | 10. Wave washer | 17. Rear Endshield | 24. Terminal box base |
| 4. Frame | 11. Bearing | 18. Fan | 25. Cable gland |
| 5. Key | 12. Stator | 19. Fan Cover | 26. Terminal board |
| 6. Oil seal (V ring) | 13. Feet | 20. Screw | |
| 7. Bolt | 14. Nameplate | 21. Washer | |

I. Name of Model:



II. Transportation and Storage of the Motors:

- 1. Transportation:** During transportation, care must be taken to keep the motor in upright position and place it flat, without being inventedly or laterally laid. When being craned, it should be lifted or lowered slowly, but not jerky. At the same time it should be kept the rain and dew away from invasion into the machine and making it damp.
- 2. Storage:** The motors should be stored in a dry and well-ventilated indoor storage. Should not stored a storage which is full of corrosive gasses.

III. Preliminaries before operation:

- 1. Check the insulation resistance:** Before the motor put into operation the insulation resistance between its winding, and that of the windings respect to ground with a megohm meter of 500V. The rate of the resistance is greater than 1.0 megohm, otherwise, the winding should be treated with heat-baking. If it is available a voltage in the range of 1/3 to 1/2 of the rated value can be applied to get the motor running at no load one hour or so, until the dampness is expelled.
- 2. Check the line voltage:** connected the line voltage in accordance with the value indicated on the nameplate of the motors. To the double voltage motor should be more care the motor voltage and power voltage just the same on the connection plate.
- 3. Inspection of the switch:** The specification and capacity of the control switch used should satisfy the requirements indicated on the name plate of the motor. (Such as current capacity size of fuse, etc).
- 4. Inspect the environment:** The space surrounding the installation size of the motor should be free from any other corrosive gasses. At the same time prevent water drips iron chips and cotton fibres are allowed to gain access into the motor. Ample free space should be provided around the motor to facilitate ventilation and heat dissipation.
- 5. Check ground connection:** The frame of the motor should be grounded to insure safety.
- 6. Rotating Condition of the motor:** Before the motor is installed turn the shaft extension slowly with hand to make sure that the rotor does not rub or knock against the other parts but gives an easy and swift rotation. After the motor has been installed, check the driving belt or the coupler is mounted with good flexibility.
- 7. Wiring:** Check the wiring connections before the motor is started. The motor can be started only when the wiring connections are made in accordance with the wiring diagram given on the connecting box. If want to change direction of the motor you may see the wiring diagram to change connection method of the connection strip that may change the direction.

IV. Maintenance of the motor:

1. The motor must be operated according to the ratings on the nameplate and never be overloaded. Cleaning and inspection should be cared and it must be prevented from moistening and from foreign matters entering.
2. The readings of relevant instruments, thermometer and maintenance situation should be always noted during operation. The treatments of troubles should be also kept as a reference to the service and maintenance in future days to come.
3. Motor H63–160 with sealed bearings needs not to grease, motors whose frames dimensions are greater than H180 are equipped with grease filling and draining devices. You can remove the front and rear filling screw plugs to fill grease with a grease gun if it is necessary.
4. The bearings should be filled with lithium base grease No.3 which must be refreshed about every six months. It is found that the colour of grease dark, water drops or dust gathered on the grease, the grease hardened or deteriorated, or the bearing heated up etc, the grease must be refreshed when refreshing, the used grease must be cleaned away, the bearing and its cover must be filled till its quantity reaches 2/3 of the bearing plugs. Temperature of the bearings should be not over 95°C when the motor is running. (Special low temperature bearings can used on (-40°C, +140°C).
5. Running sound: During operation of the motor there must be needed no rubbing sound shriek and other random noise, should stop the motor in no time and begin to start it again only after correction has been done.
6. To the capacity start motors, one end of the frame mounted with centrifugal switch. When the motor is started and attains to a certain speed the switch will give a crisp sound of: click, click; and thus cut off the power supply to the secondary winding with the motor in normal run. When the motor fails to start or when it does start and attain a certain speed but accompanies with shock and shriek instead of the crisp click, cut off the power supply immediately and carefully inspect the centrifugal switch and the capacitor.
7. Periodical inspection should be taken, in order to avert the possibility of accident and ensure normal operation. Generally maintenance should be done every three months and an overhaul every year. For a maintenance, the dust and dirt must be cleaned away from the external body, and the connecting plate should be kept clean to avoid dampness due to gathered dust, because damped connecting plate often causes creeping, detach the connections of the insulation resistance of windings, check the connection of terminals and grounding cables, and see if the joints of the fixing parts and drive mechanism have loosed. Every found fault must be eliminated. In an overhaul, the motor must be disassembled. Besides the items which must be done in the maintenance, you should notice the windings if they are in condition, and if the end windings are damaged, you should also clear the inside and outside of the body, observe if the motor's bearing are worn out, and refresh the grease required.

+ Drying

- 1) A damped motor must be dried before using.
- 2) For the drying treatment, motors must not should last for about four hours.

+ Opinions welcomed

In order to serve our customers well, improve and upgrade the product quality we beg to have your precious opinions to this type of motor, thank you.

V. Connection Diagram

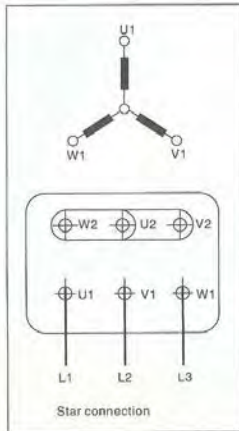
Windings of standard three-phase single speed motors can be connected either in star or delta connection.

VI. Star connection

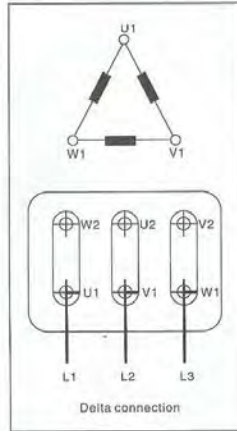
A star connection is obtained by connecting W2, U2, V2 terminals to each other and the U1, V1, W1 terminals to the mains.

VII. Delta connection

Star connection



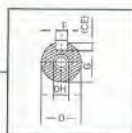
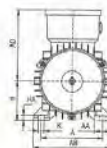
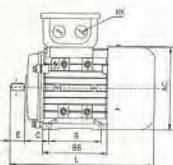
Delta connection



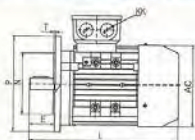
V 1/2/CL/FX3/EE3-005
FRACTIONAL HORSE POWER ALYN MOTOR

**MOUNTING AND
 OVERALL DIMENSIONS**

IM B3 GL56-160



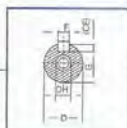
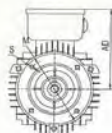
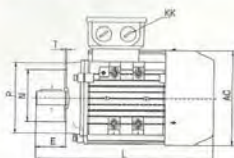
IM B5/IM B35 GL56-160



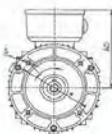
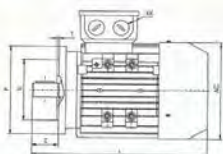
Frame size	Mounting dimensions													Overall dimensions										
	A	AA	AB	BB	HA	AC	AD	B	C	D	DH	E	F	G	H	K	KK		L	M	N	P	S	T
	METRIC		x 1.5		PG		L		M		N		P		S		T							
GL56	90	23	115	88	7	110	100	71	36	9	M4x12	20	3	7.2	56	5.8	2-M20x1.5	2-PG13.5	199	100	80	120	Ø7	3.0
GL63	100	24	135	100	7	120	109	80	40	11	M4x12	23	4	9.5	63	7.0	2-M20x1.5	2-PG13.5	217	115	95	140	Ø10	3.0
GL71	112	26	160	130	8	136	127	90	48	14	M5x12	30	5	11	71	7.0	2-M20x1.5	2-PG13.5	246	130	110	160	Ø12	3.5
GL80	125	35	185	125	8	155	134	100	60	19	M6x18	40	8	15.5	80	10.0	2-M25x1.5	2-PG16	287	160	130	200	Ø12	3.5
GL90S	140	37	175	125	10	178	140	100	68	24	M6x18	50	8	20.0	90	10.0	2-M26x1.5	2-PG16	318	185	130	200	Ø15	2.5
GL90L	140	37	176	130	10	175	140	125	66	24	M6x18	50	8	20.0	90	10.0	2-M26x1.5	2-PG16	340	169	130	200	Ø15	2.5
GL100L	180	40	200	172	11	198	140	140	83	28	M10x22	60	8	24.0	100	12.0	2-M32x1.5	2-PG21	385	210	180	250	Ø15	4.0
GL112M	190	41	230	181	12	220	178	140	70	28	M10x22	60	8	24.0	112	12.0	2-M32x1.5	2-PG21	405	215	190	250	Ø15	4.0
GL132S	215	51	260	186	15	258	200	140	89	38	M12x28	80	10	33.0	132	12.0	2-M32x1.5	2-PG21	483	265	230	300	Ø15	4.0
GL132M	215	51	260	224	15	258	206	178	89	38	M12x28	80	10	33.0	132	12.0	2-M32x1.5	2-PG21	510	260	230	300	Ø15	4.0
GL180M	264	65	320	200	18	310	255	210	108	42	M16x36	110	12	37.0	160	15.0	2-M40x1.5	2-PG29	615	300	260	350	Ø18	5.0
GL180L	264	65	320	304	18	315	286	254	108	42	M16x36	110	12	37.0	160	15.0	2-M40x1.5	2-PG29	670	300	280	350	Ø18	5.0

INSTRUCTION FOR OPERATION AND MAINTENANCE

IM B14A GL56-160



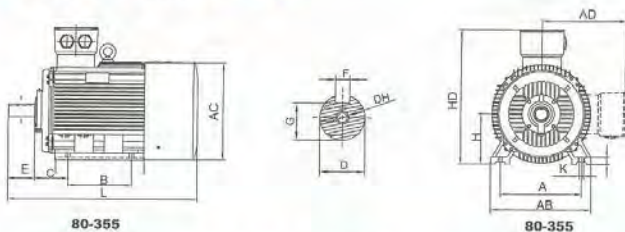
IM B14B GL56-160



Frame size	AC	AD	D	DH	E	F	G	KK		L	B14A				B14B					
								METRIC	PG		M	N	P	S	T	M	N	P	S	T
GL66	110	100	9	M4 x 12	20	3	7.2	2-M20 x 1.5	2-PG13.5	199	65	50	80	M5	2.5	85	70	105	M6	2.5
GL63	120	109	11	M4 x 12	23	4	8.6	2-M20 x 1.5	2-PG13.5	217	75	60	90	M5	2.5	100	80	120	M6	2.5
GL71	130	127	14	M5 x 12	30	5	11.0	2-M20 x 1.5	2-PG13.5	246	85	70	105	M6	2.5	115	95	140	M8	3.0
GL80	155	134	19	M6 x 16	40	6	15.5	2-M25 x 1.8	2-PG16	297	100	80	120	M6	3.0	130	110	160	M8	3.6
GL90S	175	140	24	M8 x 19	50	8	20.0	2-M25 x 1.5	2-PG16	315	115	85	140	M8	3.0	130	110	160	M8	3.6
GL90L	175	140	24	M8 x 19	50	8	20.0	2-M25 x 1.5	2-PG16	340	115	95	140	M8	3.0	130	110	160	M8	3.6
GL100L	196	160	28	M10 x 22	60	8	24.0	2-M32 x 1.5	2-PG21	386	130	110	160	M8	3.6	165	130	200	M10	3.6
GL112M	220	178	38	M10 x 22	60	8	24.0	2-M32 x 1.5	2-PG21	400	130	110	160	M8	3.6	165	130	200	M10	3.6
GL132S	259	206	38	M12 x 28	80	10	33.0	2-M32 x 1.5	2-PG21	483	165	130	200	M10	3.6	215	180	250	M12	4.0
GL132M	259	206	38	M12 x 28	80	10	33.0	2-M32 x 1.5	2-PG21	510	165	130	200	M10	3.6	215	180	250	M12	4.0
GL160M	315	265	42	M16 x 36	110	12	37.0	2-M40 x 1.5	2-PG29	610	215	180	250	M12	4.0	265	230	300	M16	5.0
GL160L	315	265	42	M16 x 36	110	12	37.0	2-M40 x 1.5	2-PG29	670	215	180	250	M12	4.0	265	230	300	M16	5.0

Y / V3/BL/EX3/IE2 Series
FRACTIONAL HORSE POWER ASYM MOTOR

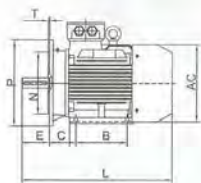
MOUNTING DATA FOR IE2



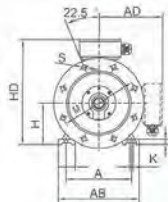
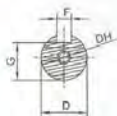
FRAME WITH FEET AND END-SHIELD WITHOUT FLANGE(IM B3)

FRAME SIZE	POLES	A	A/2	B	C	D	E	F	G	H	K	AB	AC	AD	HD	L	DH*
80M	2.4.6	125	62.5	100	50	19	40	6	15.5	80	10	160	167	140	220	300	M8X16
90S	2.4.6	140	70	100	56	24	50	8	20	90	10	176	180	160	255	330	M8X10
90L	2.4.6	140	70	125	56	24	50	8	20	90	10	176	190	160	255	360	M8X19
100L	2.4.6	160	80	140	63	28	60	8	24	100	12	200	205	172	270	400	M10X22
112M	2.4.6	190	95	140	70	28	60	6	24	112	12	230	220	190	300	435	M10X22
132S	2.4.6	216	108	140	88	38	80	10	33	132	12	270	259	210	345	470	M12X28
132M	2.4.6	216	108	178	88	38	80	10	33	132	12	270	259	210	345	510	M12X28
160M	2.4.6	254	127	210	108	42	110	12	37	160	15	320	315	255	420	615	M16X36
160L	2.4.6	264	127	254	108	42	110	12	37	160	15	320	315	255	420	660	M16X36
180M	2.4.6	279	139.5	241	121	48	110	14	42.5	180	15	355	358	280	455	700	M16X36
180L	2.4.6	279	139.5	279	121	48	110	14	42.5	180	15	355	355	280	455	740	M16X36
200L	2.4.6	318	159	305	133	55	110	16	49	200	18	385	397	305	505	770	M20X42
225S	4	356	178	286	149	60	140	18	53	225	19	435	445	335	560	815	M20X42
225M	2	356	178	311	149	58	110	16	49	225	19	435	445	335	560	820	M20X42
	4.6	356	178	311	149	60	140	18	53	225	19	435	445	335	560	845	M20X42
250M	2	406	203	349	168	60	140	18	63	250	24	490	485	370	615	920	M20X42
	4.6	406	203	349	168	65	140	18	58	250	24	490	486	370	615	920	M20X42
280S	2	457	228.5	368	190	65	140	18	58	280	24	550	547	410	680	995	M20X42
	4.6	457	228.5	368	190	75	140	20	67.5	280	24	550	547	410	690	995	M20X42
280M	2	457	228.5	419	190	65	140	18	58	280	24	550	547	410	680	1045	M20X42
	4.6	457	228.5	419	190	75	140	20	67.5	280	24	550	547	410	690	1045	M20X42
315S	2	508	254	408	216	65	140	18	58	315	28	635	620	530	845	1185	M20X42
	4.6	508	254	408	216	80	170	22	71	315	28	635	620	530	845	1220	M20X42
315M	2	508	254	457	216	65	140	18	58	315	28	635	620	530	845	1230	M20X42
	4.6	508	254	457	216	80	170	22	71	315	28	635	620	530	845	1325	M20X42
315L	2	508	254	508	216	65	140	18	58	315	28	635	620	530	845	1290	M20X42
	4.6	508	254	508	216	80	170	22	71	315	28	635	620	530	845	1325	M20X42
355M	2	610	305	560	254	75	140	20	67.5	355	28	730	698	655	1010	1500	M20X42
	4.6	610	305	560	254	95	170	25	86	355	28	730	698	655	1010	1530	M20X42
355L	2	610	305	630	254	75	140	20	67.5	355	28	730	698	655	1010	1500	M20X42
	4.6	610	305	630	254	95	170	25	86	355	28	730	698	655	1010	1530	M20X42

MOUNTING DATA FOR IE2



80-355

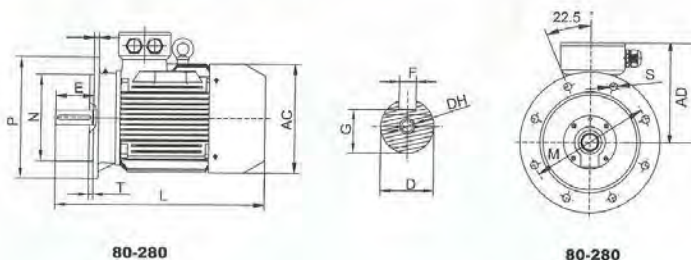


80-355

FRAME WITH FEET AND END-SHIELD WITH FLANGE(IM B35)

FRAME SIZE	POLES	A	A/2	B	C	D	E	F	G	H	K	M	N	P	S	T	FLANGE HOLES	AB	AC	AD	HD	L	DH*
80M	2,4	125	62.5	100	50	10	40	60	15.5	85	10	165	130	200	17	3.5	4	160	167	140	220	300	M8 x 16
90S	2,4	140	70	100	56	29	30	8	20	90	10	169	130	200	12	3.8	4	176	183	160	255	330	M8 x 18
95L	2,4	140	70	125	62.5	24	50	8	20	90	10	165	130	200	12	3.5	4	176	180	160	255	330	M8 x 18
100L	2,4	160	80	140	70	28	60	8	24	100	12	215	180	250	15	4	4	200	205	172	270	450	M10x22
112M	2,4	190	95	140	70	28	60	8	24	112	12	215	180	250	15	4	4	220	220	190	300	435	M10x22
132S	2,4	216	108	140	89	38	80	10	33	132	12	265	230	300	16	4	4	270	269	210	345	470	M12x28
132M	2,4	216	108	128	88	38	80	10	33	132	12	265	230	300	15	4	4	270	269	210	345	510	M12x28
160M	2,4	284	127	210	108	42	110	12	37	160	15	300	260	340	18	5	4	320	316	265	420	615	M16x38
160L	2,4	284	127	254	108	42	110	12	37	160	15	300	260	340	18	5	4	320	316	355	420	660	M16x38
180M	2,4	279	139.5	241	121	48	110	14	42.5	180	15	300	260	340	18	5	4	348	355	280	458	700	M16x38
180L	2,4	279	139.5	279	121	48	110	14	42.5	180	15	300	260	340	18	5	4	352	355	280	452	740	M16x38
200L	2,4	316	158	305	153	58	110	18	49	200	19	380	300	400	18	5	4	398	397	305	508	770	M20x42
225S	4	356	178	286	149	80	140	18	53	225	19	400	360	480	18	5	9	438	445	335	560	815	M20x42
	2	386	178	311	149	65	110	16	49	225	19	400	360	480	19	5	9	438	445	335	590	820	M20x42
	4	395	178	311	149	65	140	16	53	225	19	400	360	480	19	5	9	435	445	325	560	845	M20x42
250M	2	408	203	349	169	60	140	18	53	250	24	500	400	550	19	5	9	490	495	370	615	820	M20x42
	4	400	203	349	169	60	140	18	58	250	24	500	400	550	19	5	9	480	485	370	615	820	M20x42
280S	2	457	228.5	368	190	65	140	18	58	280	24	500	460	550	19	5	9	550	547	410	680	995	M20x42
	4	457	228.5	368	190	75	140	20	67.5	280	24	500	460	550	19	5	9	550	547	410	680	995	M20x42
280M	2	457	228.5	419	190	65	140	18	58	280	24	500	460	550	19	5	9	550	547	410	680	1045	M20x42
	4	457	228.5	419	190	75	140	20	67.5	280	24	500	460	550	19	5	9	550	547	410	680	1045	M20x42
315S	2	508	254	406	216	65	140	18	58	315	28	600	500	660	24	6	9	635	620	520	845	1185	M20x42
	4	508	254	406	216	80	170	22	71	315	28	600	500	660	24	6	9	635	620	520	845	1220	M20x42
315M	2	508	254	457	216	65	140	18	58	315	28	600	500	660	24	6	9	635	620	520	845	1290	M20x42
	4	508	254	457	216	80	170	22	71	315	28	600	500	660	24	6	9	635	620	520	845	1325	M20x42
315L	2	508	254	508	216	65	140	18	58	315	28	600	500	660	24	6	9	635	620	520	845	1325	M20x42
	4	508	254	508	216	80	170	22	71	315	28	600	500	660	24	6	9	635	620	520	845	1325	M20x42
355M	2	610	305	560	284	75	140	20	67.5	355	28	740	600	800	24	6	9	730	698	666	1010	1500	M20x42
	4	610	305	560	284	90	170	25	80	355	28	740	600	800	24	6	9	730	698	666	1010	1500	M20x42
355L	2	610	305	630	284	75	140	20	67.5	355	28	740	600	800	24	6	9	730	698	666	1010	1600	M20x42
	4	610	305	630	284	90	170	25	80	355	28	740	600	800	24	6	9	730	698	666	1010	1600	M20x42

MOUNTING DATA FOR IE2



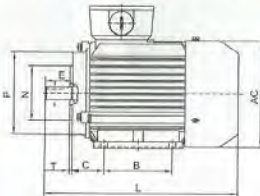
80-280

80-280

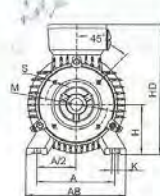
**FRAME WITHOUT FEET AND END-SHIELD
 WITH FLANGE(IM B5)**

FRAME SIZE	POLES	D	E	F	G	M	N	P	S	T	FLANGE HOLES	AC	AD	HD	L	DH*
80M	2 4 6	19	40	8	15.5	165	130	200	12	3.5	4	167	140	240	300	M6 x 16
80S	2 4 6	24	50	8	20	165	130	200	12	3.5	4	180	160	260	330	M8 x 19
90L	2 4 6	24	50	8	20	165	130	200	12	3.5	4	180	160	260	360	M8 x 19
100L	2 4 6	28	60	8	24	215	180	250	15	4	4	205	172	300	400	M10 x 22
112M	2 4 6	28	60	8	24	215	180	250	15	4	4	220	190	315	435	M10 x 22
132S	2 4 6	38	80	10	33	265	230	300	15	4	4	259	210	315	470	M12 x 28
132M	2 4 6	38	80	10	33	265	230	300	15	4	4	259	210	315	510	M12 x 28
160M	2 4 6	42	110	12	37	300	250	350	19	5	4	315	255	385	615	M16 x 36
160L	2 4 6	42	110	12	37	300	250	350	19	5	4	315	255	385	660	M16 x 36
180M	2 4 6	48	110	14	42.5	300	250	350	19	5	4	355	280	430	700	M16 x 36
180L	2 4 6	48	110	14	42.5	300	250	350	19	5	4	355	280	430	740	M16 x 36
200L	2 4 6	55	110	16	49	350	300	400	19	5	4	397	305	480	770	M20 x 42
225S	4	60	140	18	53	400	350	450	19	5	8	445	335	535	815	M20 x 42
225M	2	55	110	16	49	400	350	450	19	5	8	445	335	535	820	M20 x 42
	4 6	60	140	18	53	400	350	450	19	5	8	445	335	535	845	M20 x 42
250M	2	60	140	18	53	500	450	550	19	5	8	485	370	595	920	M20 x 42
	4 6	65	140	18	58	500	450	550	19	5	8	485	370	595	920	M20 x 42
280S	2	65	140	18	58	500	450	550	19	5	8	547	410	650	995	M20 x 42
	4 6	75	140	20	67.5	500	450	550	19	5	8	547	410	650	995	M20 x 42
280M	2	65	140	18	58	500	450	550	19	5	8	547	410	650	1045	M20 x 42
	4 6	75	140	20	67.5	500	450	550	19	5	8	547	410	650	1045	M20 x 42

MOUNTING DATA FOR IE2



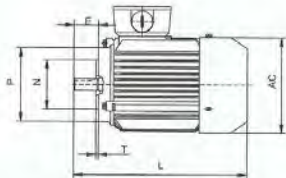
80-132



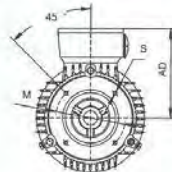
80-132

FRAME WITH FEET AND END-SHIELD WITH FLANGE (IM B34)

FRAME SIZE	POLES	A	A/2	B	C	D	E	F	G	H	K	M	N	P	S	T	FLANGE HOLES	AB	AC	AD	HD	L	DH
80M	2 4 6	125	62.5	100	50	19	40	8	15.5	80	10	100	80	120	M8	3	4	180	167	140	220	300	M8X16
90S	2 4 6	140	70	100	58	24	50	8	20	90	10	115	95	140	M8	3	4	178	160	160	255	330	M8X19
90L	2 4 6	140	70	125	58	24	50	8	20	90	10	115	95	140	M8	3	4	178	180	190	255	390	M8X19
100L	2 4 6	160	80	140	63	28	60	8	24	100	12	130	110	160	M8	3.5	4	200	205	172	270	400	M10X22
112M	2 4 6	190	95	140	70	28	80	8	24	112	12	130	110	190	M8	3.5	4	230	220	190	300	430	M10X22
132S	2 4 6	218	109	140	88	38	80	10	33	132	12	165	130	200	M10	3.5	4	270	259	210	345	470	M12X28
132M	2 4 6	218	109	170	88	38	80	10	33	132	12	165	130	200	M10	3.5	4	270	259	210	345	510	M12X28



80-132



80-132

MOUNTING DATA FOR IE2

FRAME WITHOUT FEET AND END-SHIELD WITH FLANGE (IM B14)

FRAME SIZE	POLES	D	E	F	G	M	N	P	S	T	FLANGE HOLES	AC	AD	HF	L	DH
80M	2 4 6	19	40	8	15.5	100	80	120	M8	3	4	167	140	215	300	M8X16
90S	2 4 6	24	50	8	20	115	95	140	M8	3	4	180	160	250	330	M8X19
90L	2 4 6	24	50	8	20	115	95	140	M8	3	4	180	160	252	360	M8X19
100L	2 4 6	28	60	8	24	130	110	160	M8	3.5	4	205	172	270	400	M10X22
112M	2 4 6	28	60	8	24	130	110	180	M8	3.5	4	220	190	300	435	M10X22
132S	2 4 6	38	80	10	33	165	130	200	M10	3.5	4	259	210	315	470	M12X28
132M	2 4 6	38	80	10	33	165	130	200	M10	3.5	4	258	210	315	510	M12X28

DAFTAR PUSTAKA

- [1] **Chan, Apple L. Shun.** *Force Harmonic Vibration*, 2008.
- [2] **Fitri, Yudha karisma., Yerri Susatio..** *Simulasi Peredaman Getaran Mesin Rotasi Menggunakan Dynamic Vibration Absorber (DVA)*. 2013. **ITS. Surabaya. Indonesia**
- [3] **Krenk, Steen.** *Tuned Mass Absorber On A Fleksible Structure*. 2013. **ITS. Surabaya. Indonesia**
- [4] **Rao, Singiresu S.** *Mechanical Vibration. 5th Edition*. 2011. **University of Miami**
- [5] **Yoshida, Kazuo.** *Active Vibration Control for Builder Subjected to Horizontal and Vertical Large Seismic Excitation*. 1995. **ITS. Surabaya. Indonesia**

Halaman ini sengaja dikosongkan

RIWAYAT HIDUP



Herry Effendi dilahirkan di Padang pada tanggal 15 Maret 1991. Penulis merupakan putra ketiga dari tiga bersaudara anak dari pasangan Usman Effendi dan Sesiliana Muslim. Penulis memulai pendidikan dasar di SD Santa Maria Pekanbaru dan lulus pada tahun 2003, lalu melanjutkan studi ke SMP Santa Maria Pekanbaru dan lulus pada tahun 2006, kemudian penulis melanjutkan studi ke SMKN 2 Pekanbaru dan lulus pada tahun 2009. Setelah masa studi SMK selesai, penulis melanjutkan studi program Diploma ke Universitas Gadjah Mada (UGM) pada jurusan Teknik Mesin dengan konsentrasi Teknik Manufaktur dan lulus pada tahun 2012. Pada tahun 2012 penulis melanjutkan program Sarjana di jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) dan mengambil bidang studi Desain. Keinginan untuk selalu mempelajari sesuatu hal yang baru dan mengamalkan ilmu yang didapat selama kuliah mendorong penulis untuk mengambil Tugas Akhir dengan judul “Karakteristik Getaran Sistem 2 DOF Dengan Penambahan *Single Dynamic Vibration Absorber* (DVA)”. Penulis memiliki harapan agar ilmu yang telah didapatkan dapat berguna untuk agama dan negara. Penulis dapat dihubungi melalui email dibawah ini:

herry91.effendi@gmail.com

Halaman ini sengaja dikosongkan